

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

## **Paralelní a sériová spolupráce oběhových čerpadel Askoll**

Parallel and Series Cooperation of Circulating  
Pumps Askoll

Student: Filip Horáček

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Sylva Drábková Ph.D.

Ostrava 2018

## Zadání bakalářské práce

Student: **Filip Horáček**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení  
Téma: **Paralelní a sériová spolupráce oběhových čerpadel Askoll**  
**Parallel and Series Cooperation of Circulating Pumps Askoll**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

1. Popište zadanou úlohu a její cíl.
2. Zpracujte teoretický základ k dané problematice.
3. Popište skladbu laboratorního stendu s čerpadly Askoll Energy Saving a použitá měřidla.
4. Proved'te měření charakteristik čerpadel v sériové a paralelní spolupráci.
5. Porovnejte naměřené charakteristiky s teoretickými předpoklady.

### Seznam doporučené odborné literatury:

- MELICHAR, J., BLÁHA, J. *Problematika soudobé čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 2007. 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5
- BLÁHA, J., BRADA, K. *Příručka čerpací techniky*. Praha: ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9
- BLÁHA, J., BRADA, K. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL, 1992. 747 s. ISBN 80-03-00665-1
- BLEJCHAŘ, T., DRÁBKOVÁ, S. *Čerpací technika a potrubí, návody do cvičení*. Ostrava: VŠB-TUO, 2010. 76 s. ISBN 978-80-248-2205-1
- BOLDIŠ, P. *Bibliografické citace podle dokumentů ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2, část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. [online]. Dostupné z: <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>>
- MARCALÍK, P. *Vyšetření různých provozních stavů oběhového čerpadla Askoll Energy Saving* [online]. 2017 [cit. 2017-11-29]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/117344>. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava
- BRENNEN, C. E. *Hydrodynamics of Pumps*. [online]. Dostupné z: <https://authors.library.caltech.edu/25019/1/content.htm>

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Sylva Drábková, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

---

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2018



.....  
Podpis studenta

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval vedoucí mé bakalářské práce paní doc. Ing. Sylvě Drábkové, Ph.D. za cenné odborné rady a čas poskytnutý při konzultacích a měřeních.

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018

  
.....  
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Filip Horáček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Mlýnská 363/33, Stará Ves, 793 43

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

Horáček, F. *Paralelní a sériová spolupráce oběhových čerpadel Askoll*: bakalářská práce. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2018. 50 s. Vedoucí práce: Drábková S.

Práce je zaměřena na vyšetření provozních stavů při paralelní a sériové spolupráci dvou stejných čerpadel. Je tak zpracována teorie týkající se této problematiky a dále je popsána zkušební trať s použitými prvky a měřidly. Následně je nastíněn postup měření a následuje vyhodnocení měření pomocí grafů a tabulek se slovním zhodnocením.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

Horáček, F. *Parallel and Series Cooperation of Circulating Pumps Askoll*: Bachelor Thesis. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava. 2018. 50 p. Thesis head: Drábková S.

The thesis is focused on the examination of operating conditions of parallel and serial cooperation two identical pumps. Then there is theory about this issue and follows the description of a test track with the used elements. Subsequently is described the measurement procedure, followed by the evaluation of the measurement using graphs and tables with verbal evaluation.

# Obsah

<b>Seznam použitých značek a symbolů.....</b>	<b>10</b>
1. Popis paralelní a sériové spolupráce čerpadel na vodní trati.....	12
1.1. Základní popis čerpacího systému.....	12
1.2. Paralelní spolupráce čerpadel.....	14
1.3. Sériová spolupráce čerpadel.....	15
2. Hydraulické odpory potrubí.....	16
2.1. Třecí ztráty.....	16
2.2. Místní ztráty.....	17
2.3. Charakteristika potrubí.....	17
3. Zkušební vodní trať.....	18
4. Popis měření na zkušební vodní trati.....	23
4.1. Základní popis postupu měření na zkušební trati.....	23
4.2. Měření jednotlivých čerpadel a jejich režimů.....	26
4.2.1 Měření čerpadel při režimu MIN.....	27
4.2.2 Měření čerpadel při režimu MAX.....	29
4.2.3 Měření čerpadel při režimu P1.....	30
4.2.4 Měření čerpadel při režimu P2.....	32
4.2.5 Měření čerpadel při režimu CI.....	34
4.2.6 Měření čerpadel při režimu CII.....	35
5. Měření tlakových ztrát na jednotlivých úsecích zkušební tratě.....	37
5.1 Měření tlakových ztrát na prvním úseku.....	37
5.2 Měření tlakových ztrát na druhém úseku.....	39
5.3 Měření tlakových ztrát na třetím úseku.....	40
6. Měření a vyhodnocení spolupracujících čerpadel.....	42
6.1. Sériově spolupracující čerpadla.....	42
6.1.1 Obecný postup měření a výpočtu sériově spolupracujících čerpadel.....	42
6.1.2 Sériově spolupracující čerpadla při režimu MIN.....	43
6.1.3 Sériově spolupracující čerpadla při režimu MAX.....	44
6.1.4 Sériově spolupracující čerpadla při režimu P1.....	46
6.1.5 Sériově spolupracující čerpadla při režimu P2.....	47
6.1.6 Sériově spolupracující čerpadla při režimu CI.....	48
6.1.7 Sériově spolupracující čerpadla při režimu CII.....	50
6.2. Paralelně spolupracující čerpadla.....	51
6.2.1 Obecný postup při měření a výpočtu paralelně spolupracujících čerpadel.....	51



6.2.2	Paralelně spolupracující čerpadla při režimu MIN.....	52
6.2.3	Paralelně spolupracující čerpadla při režimu MAX .....	53
6.2.4	Paralelně spolupracující čerpadla při režimu P1 .....	55
6.2.5	Paralelně spolupracující čerpadla při režimu P2 .....	56
6.2.6	Paralelně spolupracující čerpadla při režimu CI .....	57
6.2.7	Paralelně spolupracující čerpadla při režimu CII .....	59
7.	Závěr .....	61
	Seznam použité literatury.....	62
	Seznam příloh.....	63

## Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název veličiny	Rozměr
$d, d_s, d_v$	Průměr potrubí, sacího, výtlačného	[m]
$g$	Gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$h, H, h_s, h_v$	výška, sací výška, výtlačná výška	[m]
$h_g$	Geodetická výška	[m]
$h_z$	Ztrátová výška	[m]
$l, l_{ekv}$	Délka potrubí, ekvivalentní délka potrubí	[m]
$p, p_s, p_v$	Tlak, tlak sací, výtlačný	[Pa]
$p_{vn}, p_{sn}$	Tlak v sací, výtlačné nádrži	[Pa]
$p_z$	Ztrátový tlak	[Pa]
$Q, Q_v$	Průtok	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$Q_{vT}, Q_{vRED}$	Průtok určený teoreticky	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$Y, Y_s$	Skutečná měrná energie	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$Y_{\zeta}$	Skutečná měrná energie čerpadla	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$Y_p$	Skutečná měrná energie potrubí	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$Y_t$	Teoretická měrná energie	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$Y_{tRED}$	Teoretická měrná energie redukována o tlakové ztráty	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta h_c$	Rozdíl výšek hladin clony	[m]
$\Delta p$	Tlakový spád	[Pa]
$\zeta$	Součinitel místní ztráty	[1]
$\lambda$	Součinitel tření	[1]
$\rho$	Hustota kapaliny	[kg·m <sup>-3</sup> ]

# Úvod

Náplní mé bakalářské práce je vyšetření provozních stavů při paralelní a sériové spolupráci čerpadel na zkušební vodní trati umístěné v laboratoři VŠB katedry Hydromechaniky a hydraulických zařízení. Cílem je tedy změření charakteristik při paralelní a sériové spolupráci čerpadel a následně porovnání s vypočtenými teoretickými předpoklady.

Na zkušební trati jsou umístěna dvě stejná čerpadla Askoll Energy Saving ES2, která umožňují nastavení několika různých režimů. Mimo režimu plynulé otáčkové regulace, umožňují čerpadla i další dva automatické režimy. Režim „P“ proměnný diferenční tlak se soustředí na vysokou úsporu energie. Další režim „C“ je komfortní režim, který udržuje konstantní tlakový spád. Každý z režimů má dvě nastavitelné úrovně, pro menší či větší parametry výtlaku nebo průtoku.

V teoretické části mé práce jsem popsal teoretické předpoklady při spolupráci čerpadel řazených sériově a paralelně. Dále jsem popsal čerpací systém a hydraulické odpory v potrubí. V praktické části práce se věnuji změření charakteristik jednotlivých čerpadel při různých režimech čerpadel a také změření tlakových ztrát na jednotlivých úsecích zkušební tratě. V poslední kapitole se věnuji vlastnímu měření sériově a paralelně spolupracujících čerpadel a také porovnání naměřených charakteristik s teoreticky určenými předpoklady. Na konci každé podkapitoly věnující se měření jsem provedl také srovnání naměřených hodnot a vypočtených teoretických předpokladů.

## 1. Popis paralelní a sériové spolupráce čerpadel na vodní trati.

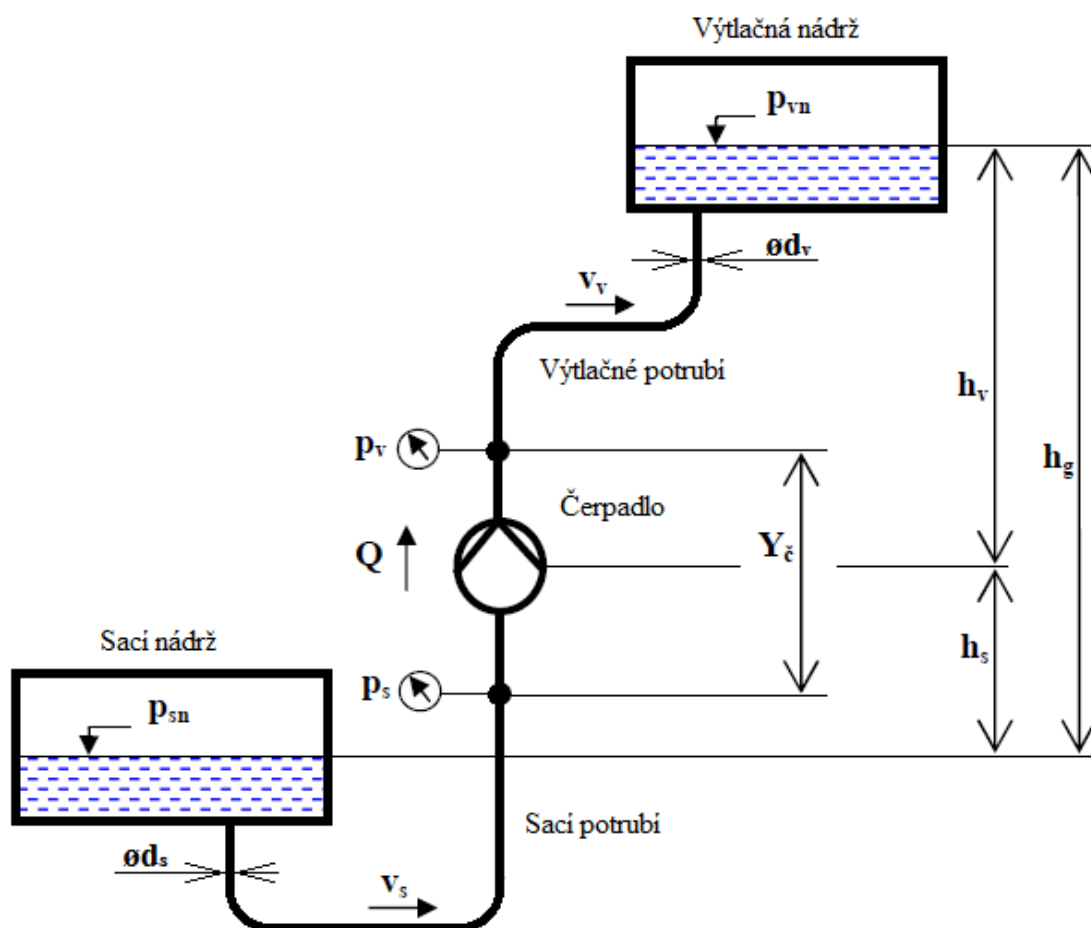
Pro dosažení požadovaných hodnot (výkonů) se v praxi často používá zapojení více čerpadel do jedné potrubní sítě. V této kapitole se zabývám zapojením dvou čerpadel, a to řazených sériově a paralelně.



Obrázek 1.1 – Dvě stejná čerpadla řazená paralelně <sup>7</sup>

### 1.1. Základní popis čerpacího systému

Čerpací systém se skládá z několika základních částí. Hlavní aktivní částí je čerpadlo, které slouží ke zvýšení tlakové, polohové energie a překonání hydraulických odporů při proudění reálné kapaliny v potrubí. Další nedílnou součástí je potrubí, které je rozděleno na sací a výtlačné. Potrubí je ve své podstatě pasivní prvek a energii spotřebovává. Další podstatnou součástí je sací a výtlačná nádrž. Ze sací nádrže je kapalina čerpadlem transportována do výtlačné nádrže. Sací a výtlačná nádrž tvoří hranice čerpacího systému, tlaky na hladinách  $p_{sn}$  a  $p_{vn}$  tvoří okrajové podmínky. Na obr. 1.2 je zobrazeno obecné schéma čerpacího systému s vyznačením všech důležitých prvků a parametrů <sup>1</sup>.



Obrázek 1.2 – Obecné schéma čerpacího systému <sup>1</sup>

Základní parametry čerpacího systému jsou následující:

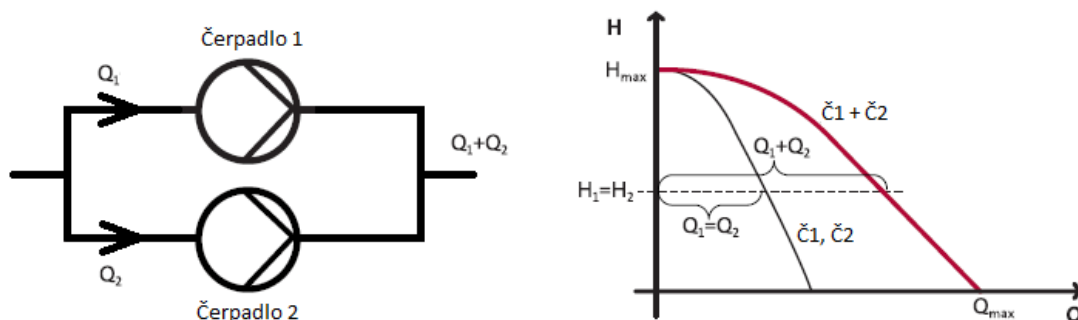
$p_{sn}$ – tlak v sací nádrži	$h_s$ – sací výška
$p_{vn}$ – tlak ve výtlačné nádrži	$h_v$ – výtlačná výška
$p_s$ – tlak na sací přírubě čerpadla	$h_g$ – geodetická výška
$p_v$ – tlak na výtlačné přírubě čerpadla	$Y_\epsilon$ – skutečná měrná energie čerpadla
$v_s$ – sací rychlost kapaliny	$Y_p$ – skutečná měrná energie potrubí
$v_v$ – výtlačná rychlost kapaliny	$d_s$ – průměr sacího potrubí
$Q$ – průtok čerpané kapaliny	$d_v$ – průměr výtlačného potrubí

## 1.2. Paralelní spolupráce čerpadel

Při paralelním seřazení čerpadel, má každé z čerpadel svoje vlastní sací potrubí a spojují se v jednom uzlu do výtlačného potrubí.

Paralelní řazení čerpadel se používá v následujících případech:

- pokud jedno čerpadlo není schopné dosáhnout požadovaného průtoku,
- systém požaduje možnost variabilní změny průtoku vypnutím jednoho z čerpadel.



Obrázek 1.3 – Dvě stejná čerpadla řazená paralelně <sup>2</sup>

Obvykle se používají spolupracující čerpadla stejného typu a velikosti, viz obrázek 1.3. Čerpadla však mohou být i rozdílných velikostí nebo se může použít kombinace regulačního a neregulačního čerpadla. Při určení výsledné charakteristiky čerpadel pro paralelní spolupráci čerpadel platí následující vztahy <sup>2, 4</sup>:

$$H = H_1 = H_2 \quad (1.1)$$

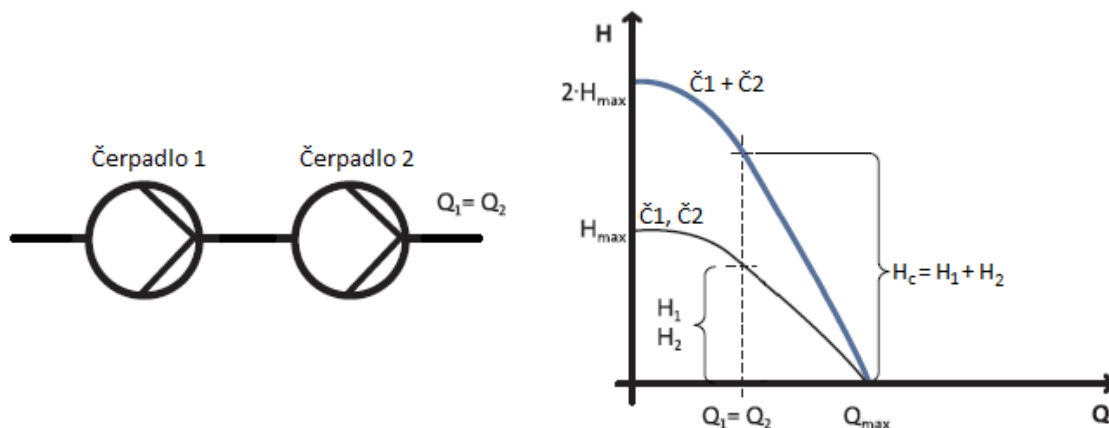
$$Q = Q_1 + Q_2 (= 2 \cdot Q_1 = 2 \cdot Q_2) \quad (1.2)$$

Tlaková výška  $H$  zůstává stejná a průtok  $Q$  se počítá. V případě dvou stejných čerpadel se průtok jednoho z čerpadel zdvojnásobí.

Uvedené vztahy platí pouze pro charakteristiky čerpadel. Pracovní bod čerpacího systému se nepřesouvá dle uvedených vztahů, jelikož je ovlivněn také charakteristikou potrubí. To v důsledku znamená, že měřený průtok na zkušební trati nebude dvojnásobný <sup>2, 4</sup>.

### 1.3. Sériová spolupráce čerpadel

U sériového zapojení jsou čerpadla zapojená za sebou na jednom potrubí, kdy první čerpadlo dopravuje kapalinu do sání druhého čerpadla. Průtok tak zůstává stejný a čerpadla dodávají (zvyšují) pouze měrnou energii kapaliny<sup>2</sup>.



Obrázek 1.4 – Dvě stejná čerpadla řazena sériově<sup>2</sup>

Sériově řazená čerpadla se v praxi používají tam, kde je požadavek vysokého tlaku. Pro sériovou spolupráci čerpadel platí následující vztahy:

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (1.3)$$

$$H = H_1 + H_2 (= 2 \cdot H_1 = 2 \cdot H_2) \quad (1.4)$$

V tomto případě průtok  $Q$  zůstává stejný a tlaková výška  $H$  se sčítá. V případě použití dvou stejných čerpadel se tlaková výška zdvojnásobí. Tyto vztahy opět platí pouze pro charakteristiku čerpadel, pracovní bod čerpacího systému se nepřesouvá dle těchto vztahů.

Praktických výhod dvou menších čerpadel řazených sériově oproti jedné větší pumpě je hned několik. Dvě menší spolupracující čerpadla požadují menší výkon než jedna větší pumpa ve stejném pracovním bodě. Ve většině případů se dosáhne větších účinností. Čerpadla jsou menší, tím pádem se lépe provádí montáž a údržba<sup>2,4</sup>.

Samozřejmě i tato problematika má pár svých nevýhod. Trať pro sériové řazení čerpadel vyžaduje více prvků, které je potřeba použít. Je zapotřebí více čerpadel, motorů, uzavíracích ventilů a dalších prvků.

## 2. Hydraulické odpory potrubí

Potrubí je nejdůležitější část systému sloužící pro dopravu kapalin a distribuci energie. Jedná se o pasivní prvek systému, který konzumuje měrnou energii, na rozdíl od čerpadla jenž je prvkem aktivním a měrnou energii produkuje. Při proudění reálné kapaliny dochází ke snižování měrné energie vlivem tření o vnitřní povrch průtočného potrubí a vlivem vnitřního tření kapaliny. Tato ztrátová energie se může projevit buď jako úbytek tlaku (např. vynucené proudění v potrubí apod.), jako úbytek kinetické energie (např. výtok z nádob otvory), nebo jako snížení polohové energie (např. proudění v korytech, gravitační potrubí, a další) <sup>1,3</sup>

Ztráty v potrubí lze z fyzikálního hlediska rozdělit na dva typy. Prvním typem jsou **třecí ztráty**, jejichž příčinou jsou třecí síly, a které jsou závislé na délce potrubí. Druhým typem jsou **místní ztráty**, které vznikají v místech změny průřezu (změna velikosti rychlosti) nebo zakřivení (změna směru rychlosti), popřípadě může docházet ke změně velikosti i směru rychlosti (armatury), přičemž dochází k odtržení proudu a vzniku vířivé oblasti <sup>1,3</sup>.

### 2.1. Třecí ztráty

Třecí ztráty jsou odpory, které působí po celé délce potrubí, jedná se tedy o spojitě rozložený parametr. Tyto délkové ztráty vznikají třením kapaliny o vnitřní stěny potrubí a vzájemným třením částic při jejich rozdílných rychlostech. Ztrátový tlak a ztrátová výška jsou definovány vztahem <sup>1,3</sup>:

$$h_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} [\text{m}]; p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho [\text{Pa}] \quad (2.1)$$

kde  $\lambda$  je součinitel tření, který je závislý na režimu proudění, tedy na Reynoldsově čísle. Při turbulentním proudění se uplatní i vliv drsnosti stěn potrubí  $k$ , součinitel tření je pak funkcí Reynoldsova čísla  $Re$  a drsnosti  $k$ . Jako nepřesnější k výpočtu součinitele tření je uvažován vztah, který definovali Colebrook a White. V literatuře je však celá řada dalších vztahů, přičemž každý s omezeným rozsahem platnosti. Závislost součinitele tření na  $Re$  a poměrné drsnosti uvádí ve svém diagramu Nikuradse <sup>1,3</sup>.



## 2.2. Místní ztráty

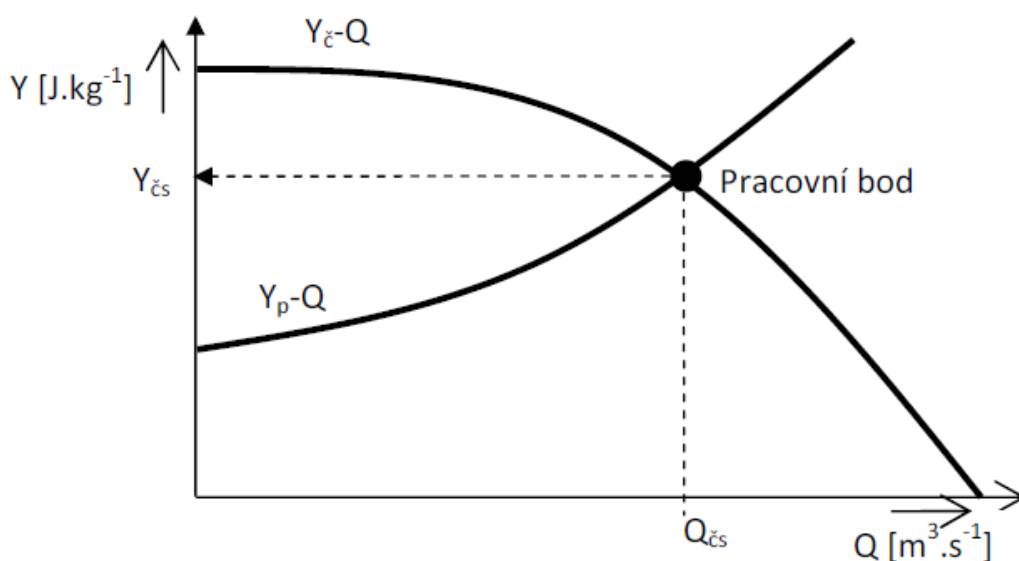
Místní ztráty vyjadřují všechny prvky v potrubí, které ovlivňují proudění v malé části potrubí. Z pravidla se jedná o armatury (kohouty, šoupátka, ventily a klapky) a tvarovky (spojky, redukce, odbočky, zúžení a rozšíření potrubí, kolena a oblouky). Ztrátový tlak a ztrátová výška jsou definovány vztahem <sup>1, 3</sup>:

$$h_z = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} [\text{m}]; p_z = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho [\text{Pa}] \quad (2.2)$$

Velikost místní ztráty  $\zeta$  je většinou určena experimentálně a v celé řadě odborných publikací jsou vyjádřeny pro různé potrubní elementy ve formě grafů a nomogramů. Místní ztrátu je možné změnit na třecí ztrátu pomocí přepočtu. Tento přepočet se provádí prostřednictvím ekvivalentní délky potrubí, která vyjadřuje, na jaké délce potrubí dojde ke stejné ztrátě třením jako je místní ztráta <sup>1, 3</sup>.

$$l_{ekv} = \frac{\zeta}{\lambda} \cdot d [\text{m}] \quad (2.2)$$

## 2.3. Charakteristika potrubí



Obrázek 2.1 – Charakteristika čerpadla a potrubí <sup>1</sup>

Charakteristika potrubí udává závislost mezi tlakovými ztrátami a objemovým průtokem. Každý bod křivky charakteristiky nám udává, jaké tlakové ztráty při daném průtoku musí aktivní prvek v potrubí překonat. Při zvyšování průtoku se zároveň zvyšují tlakové ztráty a naopak <sup>1</sup>.

$$Y_p = \frac{p_{vn} - p_{sn}}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) + g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (2.1)$$

Ztrátová měrná energie nebo také ztrátová výška je obecně definovaná na základě Darcy–Weisbachovy rovnice, která zahrnuje jak třecí, tak i místní ztráty:

$$h_z = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \text{ [m]} \quad (2.2)$$

kde  $\lambda$  vyjadřuje součinitel tření,  $l$  je délka potrubí,  $d$  je průměr potrubí,  $\Sigma \zeta$  je součet místních ztrát a  $v$  je rychlost proudění kapaliny. Předchozí rovnice 2.1 je obecně platná jak pro sací, tak i pro výtlačné potrubí, je potřeba pouze doplnit index  $s$  pro sací a  $v$  pro výtlačné potrubí u všech veličin<sup>1</sup>.

Dosazením rov. 2.4 do rov. 2.3 určíme měrnou ztrátovou (neboli rozptýlenou) energii:

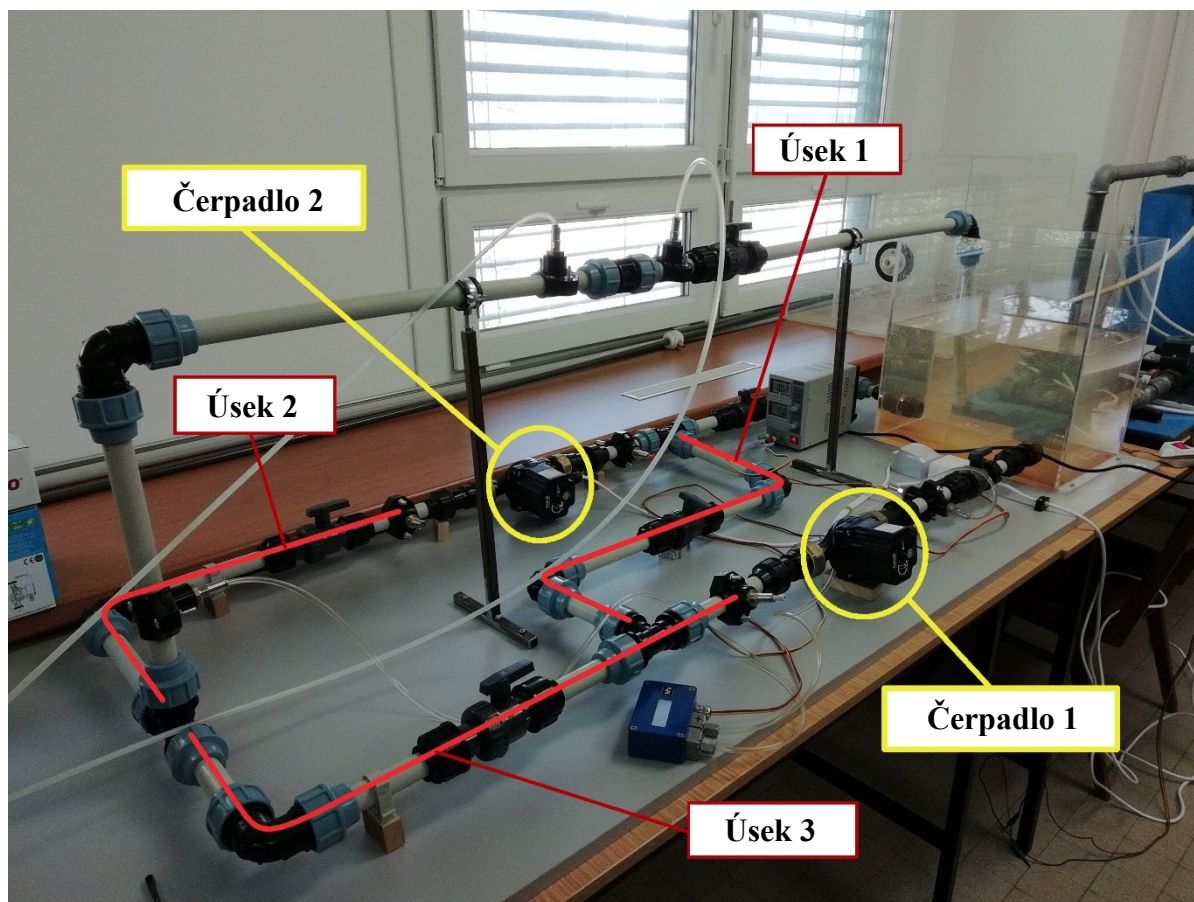
$$Y = g \cdot h \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}, \quad (2.3)$$

$$Y_z = g \cdot h_z = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \cdot \frac{v^2}{2} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}, \quad (2.4)$$

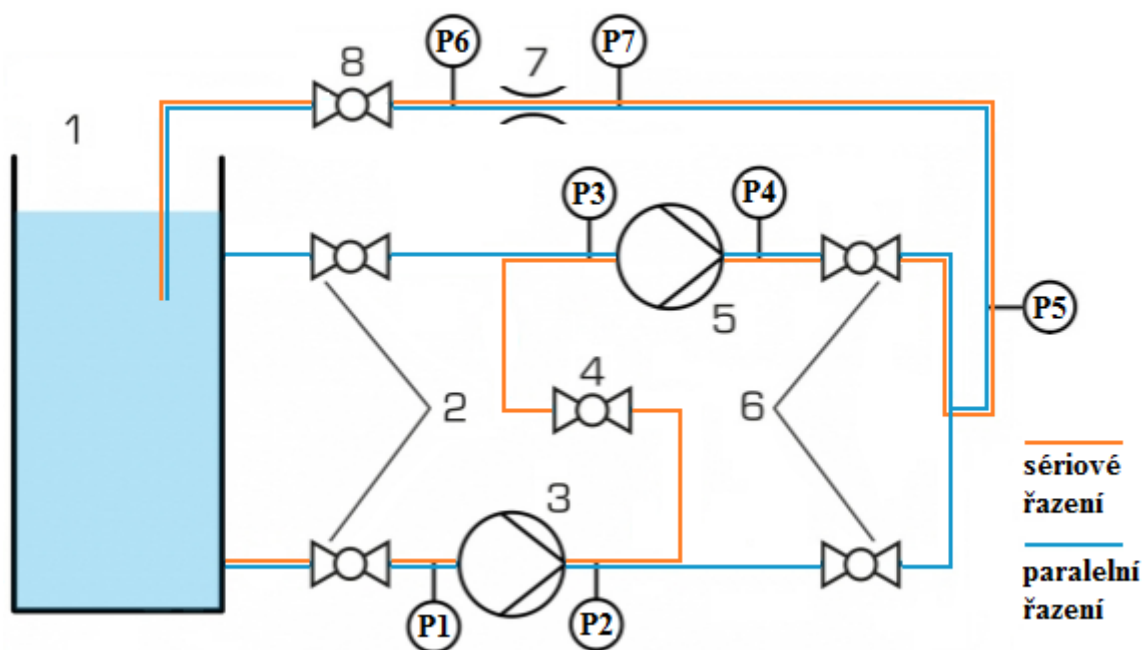
kde  $v$  je rychlost kapaliny v potrubí,  $d$  je průměr potrubí,  $g$  je gravitační zrychlení a  $h_z$  je ztrátová výška.

### 3. Zkušební vodní trať

V této kapitole se věnuji popisu zkušební vodní trati, na níž jsem prováděl měření.



Obrázek 3.1 – Zkušební vodní trať s čerpadly Askoll

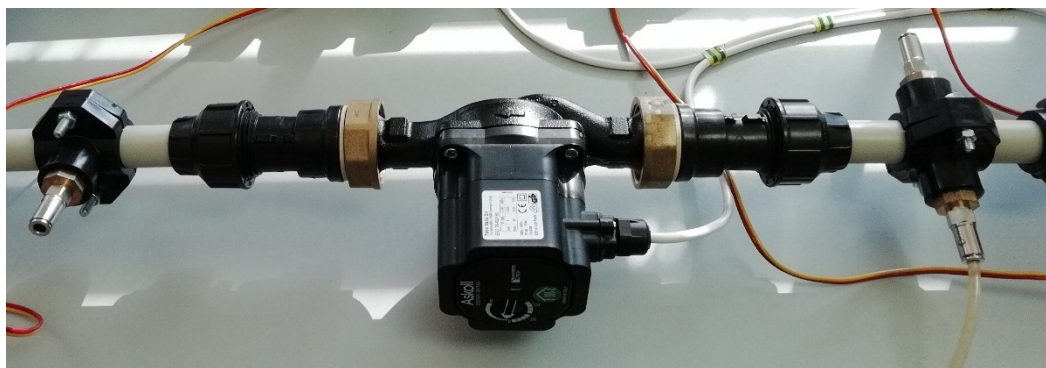


Obrázek 3.2 – Vodní trať pro paralelní a sériovou spolupráci čerpadel

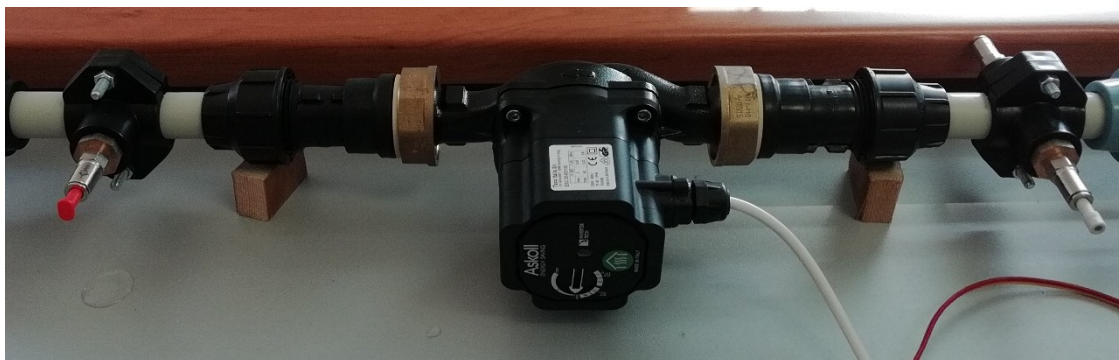
Popis obrázku:

- |                              |                                       |
|------------------------------|---------------------------------------|
| 1 – Nádrž s kapalinou        | 2 – Kulový ventil na sání čerpadla    |
| 3 – Čerpadlo 1               | 4 – Kulový ventil na propojení        |
| 5 – Čerpadlo 2               | 6 – Kulový ventil na výtlaku čerpadla |
| 7 – Clona pro měření průtoku | 8 – Kulový ventil na výtlaku          |
| P – Odběrná místa tlaku      |                                       |

Na obrázku 3.1 je znázorněna zkušební vodní trať. Ze schématu (Obr. č. 3.2) lze vidět, že trať je realizována tak, aby umožňovala různé hrazení průtoku. Pomocí kulových ventilů a propojovacího potrubí lze trať upravit jak pro měření jednotlivých čerpadel, tak i pro měření spolupracujících čerpadel, a to sériově i paralelně řazených.



Obrázek 3.3 – Čerpadlo 1 s odběrnými místy pro měření



**Obrázek 3.4 – Čerpadlo 2 s odběrnými místy pro měření tlakové difference**

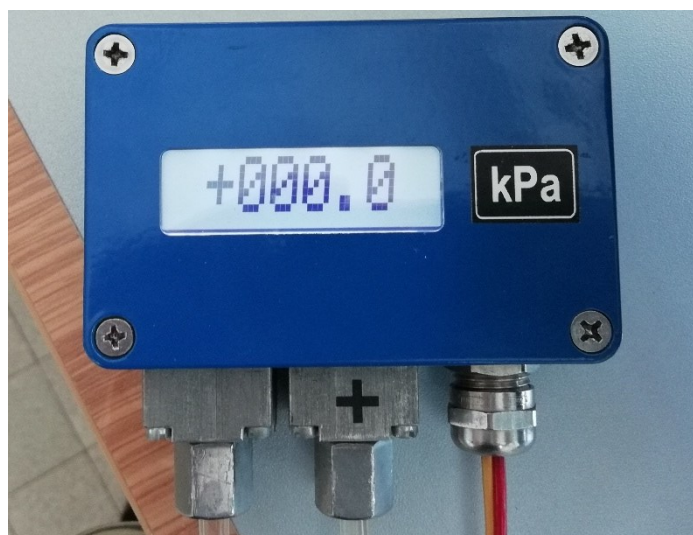
Na zkušební trati jsou umístěny dvě stejná čerpadla Askoll Energy Saving ES2, s odběrnými místy bezprostředně před a za čerpadlem. Čerpadla jsou umístěna ve stejné výšce, ale mají rozdílnou délku a tvar sacího potrubí. Jak lze vidět na obrázku č. 3.1, čerpadlo 1 má kratší potrubí bez jakýchkoliv tvarovek, zatím co čerpadlo 2 má sací potrubí delší a s kolenem.



**Obrázek 3.5 – Clona pro měření průtoku**

Pro měření průtoku byla na trati umístěna clona na výtlačném potrubí. Clona byla již předem ocejchována pomocí digitálního průtokoměru <sup>6</sup>. Ke změně velikosti průtoku je hned za clonou umístěn kulový ventil. Tento kulový ventil jsem postupně uzavíral po jednotlivých krocích až do úplného zavření, tak abych měl naměřeno vždy alespoň sedm rozdílných hodnot průtoku.





Obrázek 3.6 – Diferenční manometr

K měření změny tlaků před a za daným prvek jsem používal digitální diferenční manometr. Tento měřicí přístroj má samozřejmě dva tlakové vstupy, přičemž jeden z nich je označen znaménkem plus. Do tohoto vstupu je nutné vždy přivést tlak z místa, kde předpokládáme vyšší tlak. Měřicí přístroj zobrazuje měřenou diferenci tlaků na displeji a zároveň umožňuje propojení s počítačem prostřednictvím USB. Napájení měřicího přístroje je uskutečněno pomocí externího zdroje.



Obrázek 3.7 – Stojan s obrácenými U-trubicemi

Nevýhodou použitého diferenčního manometru je poměrně malý rozsah měřících hodnot 0 až 100 kPa a poměrně velké kolísání měřených hodnot.

Aktuální průtok bylo možné určit pomocí velikosti ztráty na cloně, která byla odečtena prostřednictvím obrácené U-trubice napojené před a za clonu. Jednalo se tedy o nepřímé měření průtoku. Tyto obrácené U-trubice bohužel nebylo možné použít k měření difference tlaků, namísto digitálního diferenčního manometru, vzhledem k rozsahu měřených hodnot.

Hlavním prvkem zkušební trati je samotné potrubí. Na tuto zkušební trať bylo použito potrubí značky Wavin a typu PP-R 25x3,5. Ke změně směru toku kapaliny jsou zde použity tvarovky (kolena a tzv. „tělčka“) značky Askoll.

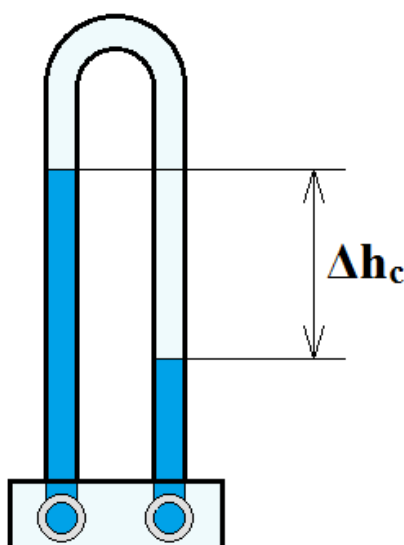
## 4. Popis měření na zkušební vodní trati

V této kapitole se věnuji popisu všech měření, které jsem prováděl na zkušební vodní trati. Úkolem této práce je mimo hlavního bodu, měření spolupracujících čerpadel na zkušební vodní trati, také i porovnání těchto naměřených hodnot s vypočtenými teoretickými předpoklady. Těmito teoretickými předpoklady se v tomto případě myslí vypočtení charakteristik sériové a paralelní spolupráce čerpadel z naměřených hodnot jednotlivých čerpadel. Z těchto důvodů se v následujících kapitolách zabývám i měřením jednotlivých čerpadel při různých režimech, měřením tlakových ztrát na jednotlivých úsecích potrubí, vypočtením výsledných teoretických charakteristik pro paralelní a sériovou spolupráci čerpadel, a také zredukováním výsledných teoretických charakteristik o tlakové ztráty.

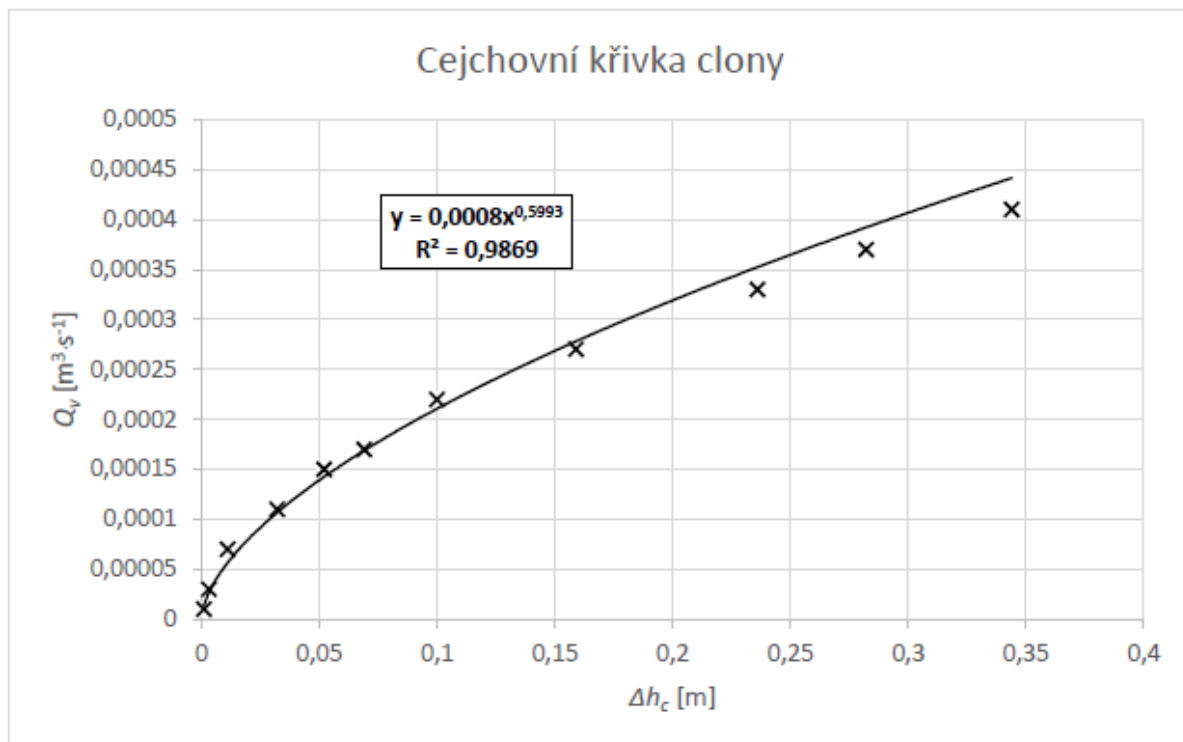
### 4.1. Základní popis postupu měření na zkušební trati

Měření jsem prováděl na výše popsané trati (viz kapitola 3.), která byla již dříve sestavena a byla tedy připravena k měření <sup>6</sup>. Před každým měřením bylo nutné zkontrolovat funkčnost trati, tedy stav hladiny vody v nádrži, přívod elektrického proudu pro čerpadla a zdroj měřícího přístroje a případně i celkovou těsnost vodní trati.

Předmětem měření byly vždy dvě veličiny, a to průtok a tlakový spád. Průtok jsem měřil pomocí obrácené U-trubice vždy připojené na stejná odběrná místa před a za clonou (viz obrázek 4.1). Nejprve jsem vždy zkontroloval, jestli není propojení mezi odběrnými místy a měřidlem zavzdušněné a případně jej odvzdušnil. Z obrácené U-trubice jsem pomocí délkového měřidla odečetl hodnotu rozdílu výšek hladin  $\Delta h_c$ , která vždy odpovídala určité hodnotě průtoku, určené dosazením do cejchovní rovnice křivky clony uvedené níže.



Obrázek 4.1 Obrácená U-trubice s nepřímým měřením průtoku odečtem  $\Delta h_c$



Obrázek 4.2 – Cejchovní křivka clony <sup>6</sup>

Po odečtení hodnoty rozdílu výšek hladin na U-trubici  $\Delta h_c$ , je pro zjištění hodnoty průtoku nutné dosadit hodnotu  $\Delta h_c$  do následující rovnice (4.1) cejchovní křivky clony:

$$Q_v = 0,0008 \cdot \Delta h_c^{0,5993} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (4.1)$$

Druhou měřenou veličinou byl tlakový spád, který jsem měřil pomocí diferenčního manometru. Tento přístroj měří a zobrazuje rozdíl tlaků mezi odběrnými místy. Před každým měřením bylo tedy potřeba zapojit vstupy manometru na příslušná odběrná místa, před a za zkoumaný prvek. Odběrné místo s předpokládaným vyšším tlakem bylo potřeba připojit ke vstupu se znaménkem plus, jinak by měřidlo ukazovalo opačné hodnoty. Zároveň bylo vždy nutné zkontrolovat, jestli při přepojení nedošlo k zavzdušnění propojení mezi měřidlem a odběrným místem a případně jej bylo nutné odvzdušnit.

Z naměřeného tlakového spádu jsem následně vypočítal další potřebné hodnoty. Jako první měrnou energii, dle následující rovnice:

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]} \quad (4.2)$$

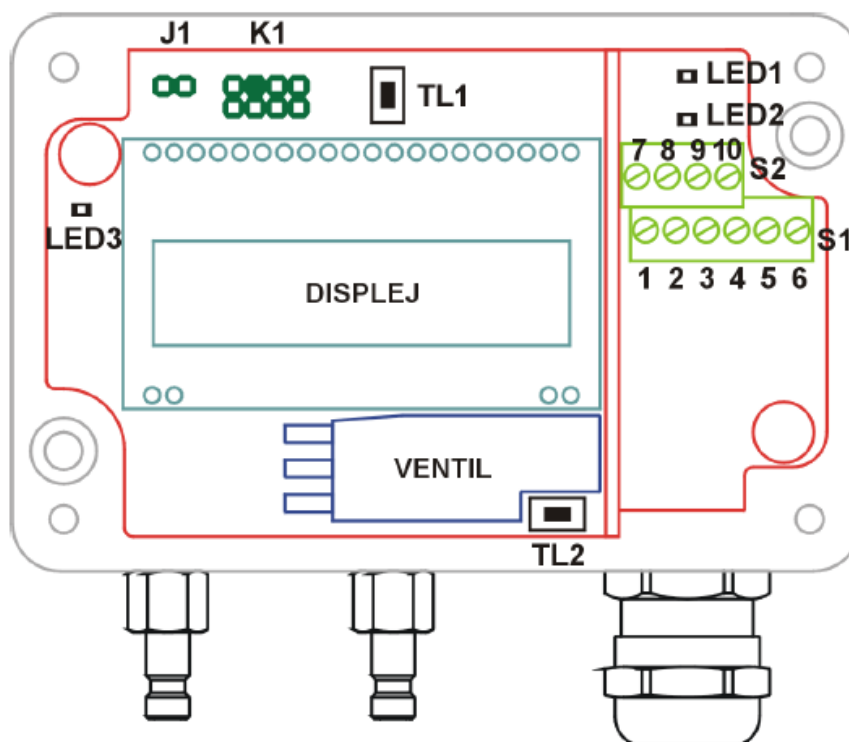
kde  $\Delta p$  [Pa] je tlakový spád na daném prvku a  $\rho$  [kg · m<sup>-3</sup>] je hustota dané kapaliny.



Jako druhou jsem pak vypočítal dopravní výšku:

$$H = \frac{Y}{g} \text{ [m]} \quad (4.3)$$

Před měřením bylo také nutné zkontrolovat, zda měřidlo ukazuje při klidu nulový tlakový spád. Pokud měřidlo vykazovalo chybu, bylo potřeba provést nulování offsetu snímače. Tato funkce je provedena zmáčknutím tlačítka „TL1“ (viz obrázek 4.3 schéma vnitřního uspořádání), ukrytého pod vrchním krytem měřicího přístroje.



Obrázek 4.3 – Vnitřní uspořádání diferenčního manometru <sup>8</sup>

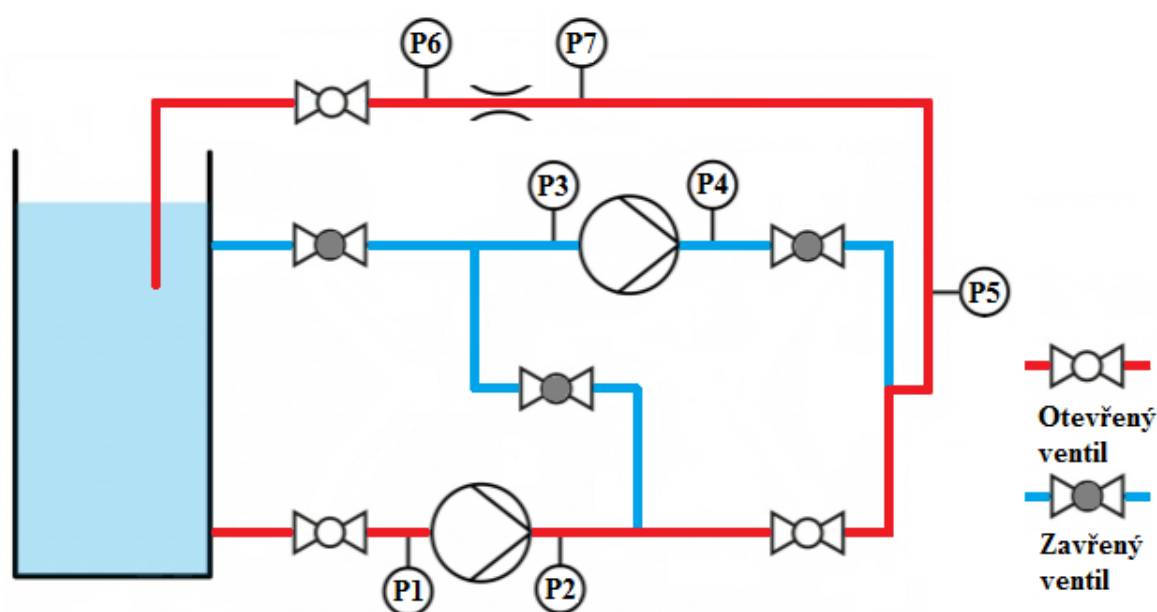
## 4.2. Měření jednotlivých čerpadel a jejich režimů

Z již výše uvedených důvodů (viz kapitola 4.) bylo nutné změřit také charakteristiky jednotlivých čerpadel při jednotlivých režimech. Použitá čerpadla Askoll Energy Saving ES2 jsou nastavitelná celkem na 5 režimů. Kromě režimu plynulé změny otáček v rozmezí od MIN do MAX, nabízí tato čerpadla i režim „P“ (automatická regulace na proměnný diferenční tlak) a „C“ (automatická regulace na konstantní tlak), vždy ve dvou úrovních I a II. Jednotlivé režimy budou popsány vždy v kapitolách měření charakteristiky čerpadel při daném režimu.

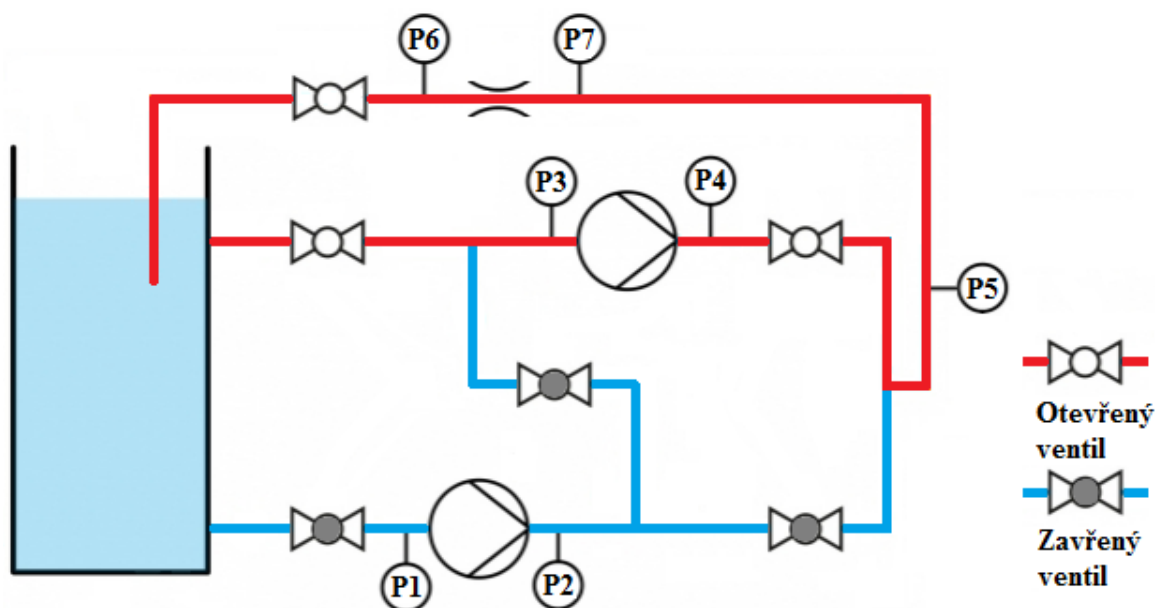


Obrázek 4.4 – Regulace čerpadla <sup>5</sup>

Pro měření jednotlivých čerpadel 1 a 2 bylo nutné zapojit diferenční manometr na odběrná místa před a za čerpadlem (viz obrázek č. 3.2 odběrná místa P1 a P2) a dále bylo potřeba nastavit kulové ventily pro správný směr toku kapaliny potrubím. Nastavení kulových ventilů je znázorněno na následujících obrázcích č. 4.5 a 4.6 schémata.



Obrázek 4.5 – Schéma zkušební trati nastavené pro měření čerpadla 1



Obrázek 4.6 – Schéma zkušební trati nastavené pro měření čerpadla 2

Měřená čerpadla Askoll umožňují plynulou změnu otáček v rozsahu MIN až MAX. Je tedy možné měřit nespočetné množství různých charakteristik čerpadel, což však nemá v této úloze význam. Při měření jsem se proto věnoval zjednodušeně pouze otáčkám maximálním a minimálním.

#### 4.2.1 Měření čerpadel při režimu MIN

Nejprve jsem měřil čerpadla při režimech MIN. Před vlastním měřením jsem nastavil zkoumané čerpadlo na příslušný režim, upravil směr toku kapaliny pomocí kulových ventilů a naplno otevřel kulový ventil na výtlaku. Poté jsem již pokračoval obecným postupem popsaným výše v kapitole 4.1.

Naměřené a vypočtené hodnoty jsem zapsal do následujících tabulek 4.1 a 4.2:

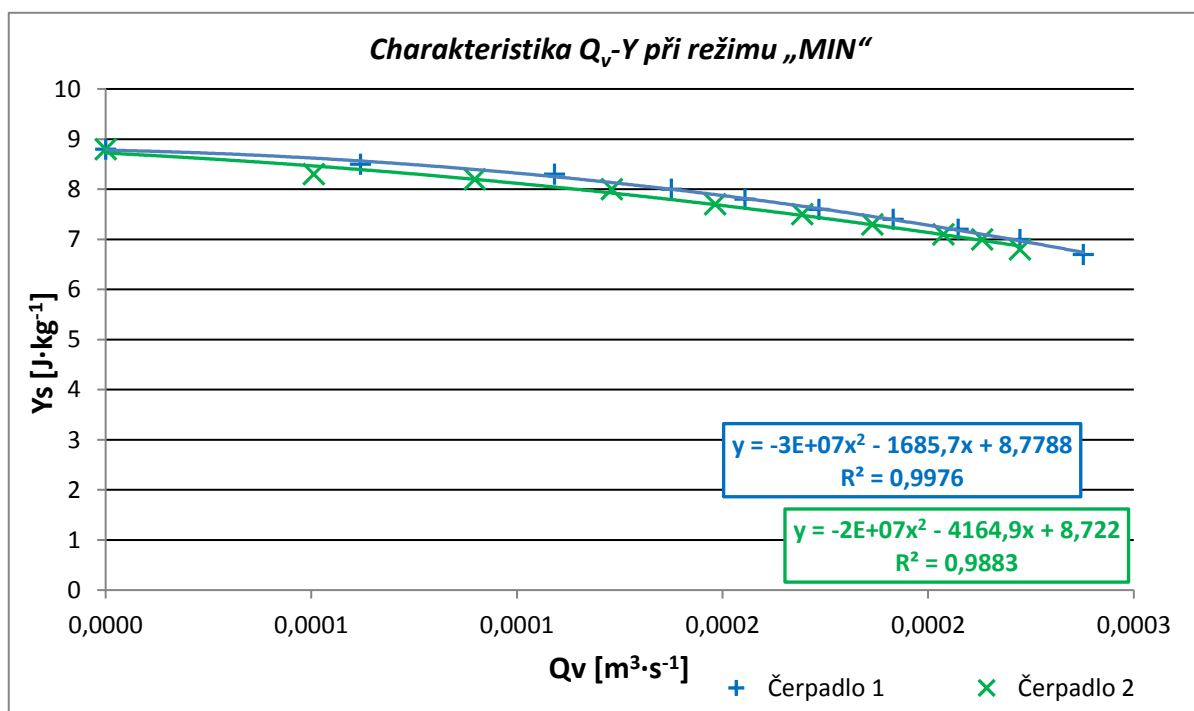
Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$\gamma$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	6700	0,132	6,7	0,68	0,00024
2	7000	0,118	7,0	0,71	0,00022
3	7200	0,105	7,2	0,73	0,00021
4	7400	0,092	7,4	0,75	0,00019
5	7600	0,078	7,6	0,77	0,00017
6	7800	0,065	7,8	0,80	0,00016
7	8000	0,053	8,0	0,82	0,00014
8	8300	0,036	8,3	0,85	0,00011
9	8500	0,014	8,5	0,87	0,00006
10	8800	0	8,8	0,90	0

Tabulka 4.1 – Naměřené a vypočtené hodnoty čerpadla 1 při režimu MIN

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	6800	0,118	6,8	0,69	0,00022
2	7000	0,110	7,0	0,71	0,00021
3	7100	0,102	7,1	0,72	0,00020
4	7300	0,088	7,3	0,74	0,00019
5	7500	0,075	7,5	0,76	0,00017
6	7700	0,060	7,7	0,78	0,00015
7	8000	0,044	8,0	0,82	0,00012
8	8200	0,026	8,2	0,84	0,00009
9	8300	0,010	8,3	0,85	0,00005
10	8800	0	8,8	0,90	0

Tabulka 4.2 – Naměřené a vypočtené hodnoty čerpadla 2 při režimu MIN

Z naměřených a vypočtených hodnot (viz tabulka 4.1 a 4.2) jsem následně vytvořil grafické znázornění závislosti  $Q_v$ - $Y$ , tj. měrné energie čerpadla na průtoku:



Graf 4.1 – Závislosti měrné energie čerpadla na průtoku při režimu MIN

Z naměřených hodnot, a především z grafického znázornění, lze vidět že i přes rozlišnost tvaru i délky sacích potrubí čerpadel jsou si charakteristiky velmi podobné. V ideálním případě by měly být charakteristiky čerpadel zcela stejné, jelikož se jedná o stejná čerpadla pracující ve stejných režimech. V praxi ovšem není možné zajistit pro čerpadla zcela stejné podmínky, a tak se i charakteristiky dvou stejných čerpadel mohou lišit.

#### 4.2.2 Měření čerpadel při režimu MAX

Před měřením jsem opět musel přenastavit zkoumané čerpadlo na příslušný režim, v tomto případě až na maximální hodnotu otáček, tedy na konec zarážky regulačního kolečka. Dále jsem opět otevřel kulový ventil na výtlaku pro plný průtok a pokračoval dle výše popsaného obecného postupu (viz kapitola 4.1). Po měření jsem naměřené a vypočtené hodnoty zapsal do následujících tabulek 4.3 a 4.4:

Naměřené a vypočtené hodnoty tykající se čerpadla 1 při režimu MAX:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$\gamma$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	32200	0,638	32,2	3,28	0,00061
2	33100	0,608	33,1	3,37	0,00059
3	35400	0,536	35,4	3,61	0,00055
4	38200	0,440	38,2	3,89	0,00049
5	42000	0,345	42,0	4,28	0,00042
6	45200	0,281	45,2	4,61	0,00037
7	54500	0,100	54,5	5,56	0,00020
8	55100	0,040	55,1	5,62	0,00012
9	55500	0	55,5	5,66	0

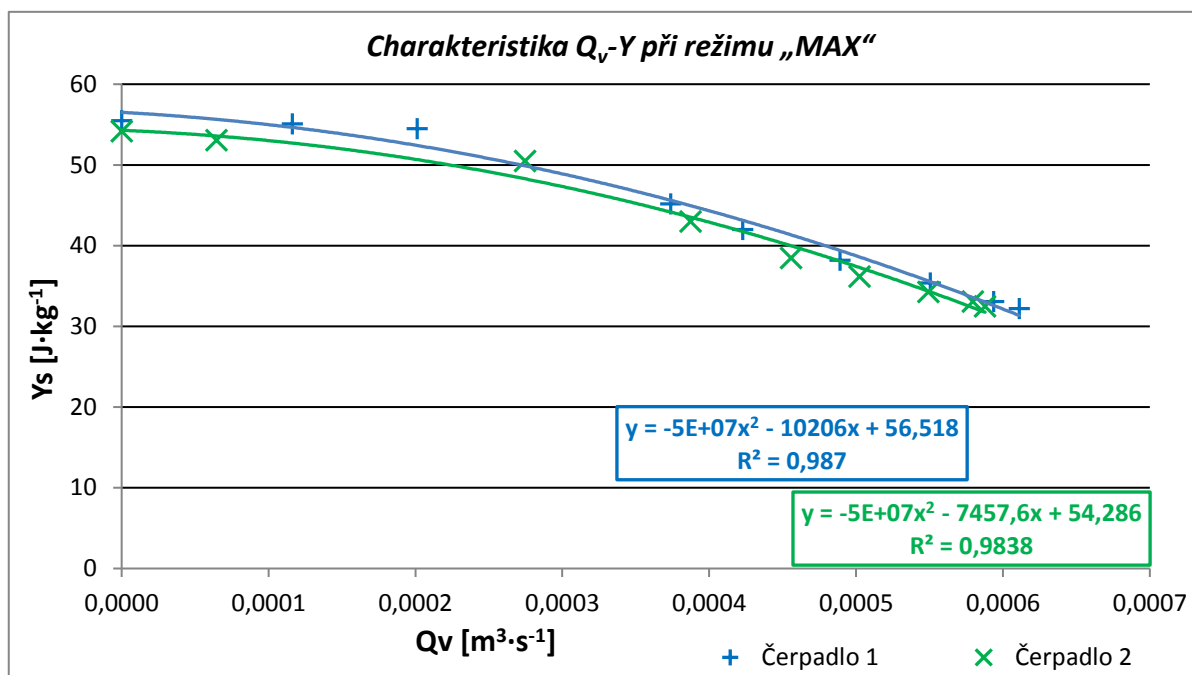
Tabulka 4.3 – Naměřené a vypočtené hodnoty čerpadla 1 při režimu MAX

Naměřené a vypočtené hodnoty tykající se čerpadla 2 při režimu MAX:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$\gamma$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	32500	0,598	32,5	3,31	0,00059
2	33100	0,584	33,1	3,37	0,00058
3	34300	0,534	34,3	3,50	0,00055
4	36200	0,460	36,2	3,69	0,00050
5	38500	0,391	38,5	3,92	0,00046
6	43000	0,298	43,0	4,38	0,00039
7	50500	0,168	50,5	5,15	0,00027
8	53100	0,015	53,1	5,41	0,00006
9	54200	0	54,2	5,52	0

Tabulka 4.4 – Naměřené a vypočtené hodnoty čerpadla 2 při režimu MAX

Z naměřených a vypočtených hodnot (viz tabulka 4.3 a 4.4) jsem následně vytvořil grafické znázornění:



Graf 4.2 – Znázornění závislosti měrné energie čerpadla na průtoku při režimu MAX

Jak lze vidět v tab. 4.3, 4.4 a také v grafu 4.2 charakteristiky obou čerpadel při režimu MAX jsou velmi podobné. Rozdíl je pravděpodobně způsoben opět rozdílným tvarem a délkou sacího a výtlačného potrubí. Při tomto režimu dosahovaly čerpadla maximálního tlaku až 55,5 kPa a průtoku až 0,61 l·s<sup>-1</sup>.

#### 4.2.3 Měření čerpadel při režimu P1

V této a následující podkapitole (kapitola 4.2.4) se věnuji měření charakteristiky čerpadel pracujících při režimech Proměnný diferenciální tlak, tj. značených výrobcem šetřící režimy P1 a P2. Jedná se o automatické režimy zaměřené na vysokou úsporu energie. Oba režimy si nastavují průtok i výtlač dle aktuální potřeby systému. Režim P1 pracuje v nižším rozsahu průtoku, naopak režim P2 pracuje ve vyšším rozmezí výtlačku, ale nedosáhne průtočného množství jako u režimu P1<sup>5,6</sup>.

Postup při tomto měření byl stejný jako u obou přechozích režimů, s rozdílem nastavení čerpadla na příslušný režim P1. Hodnoty tykající se čerpadla 1 při režimu P1 jsou uvedeny v následující tabulce 4.5:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	14400	0,294	14,4	1,47	0,00038
2	14200	0,282	14,2	1,45	0,00037
3	14200	0,241	14,2	1,45	0,00034
4	14100	0,203	14,1	1,44	0,00031
5	14200	0,182	14,2	1,45	0,00029
6	14000	0,149	14,0	1,43	0,00026
7	13600	0,124	13,6	1,39	0,00023
8	13600	0,097	13,6	1,39	0,00020
9	13100	0,065	13,1	1,34	0,00016
10	12300	0,034	12,3	1,25	0,00011
11	10200	0	10,2	1,04	0

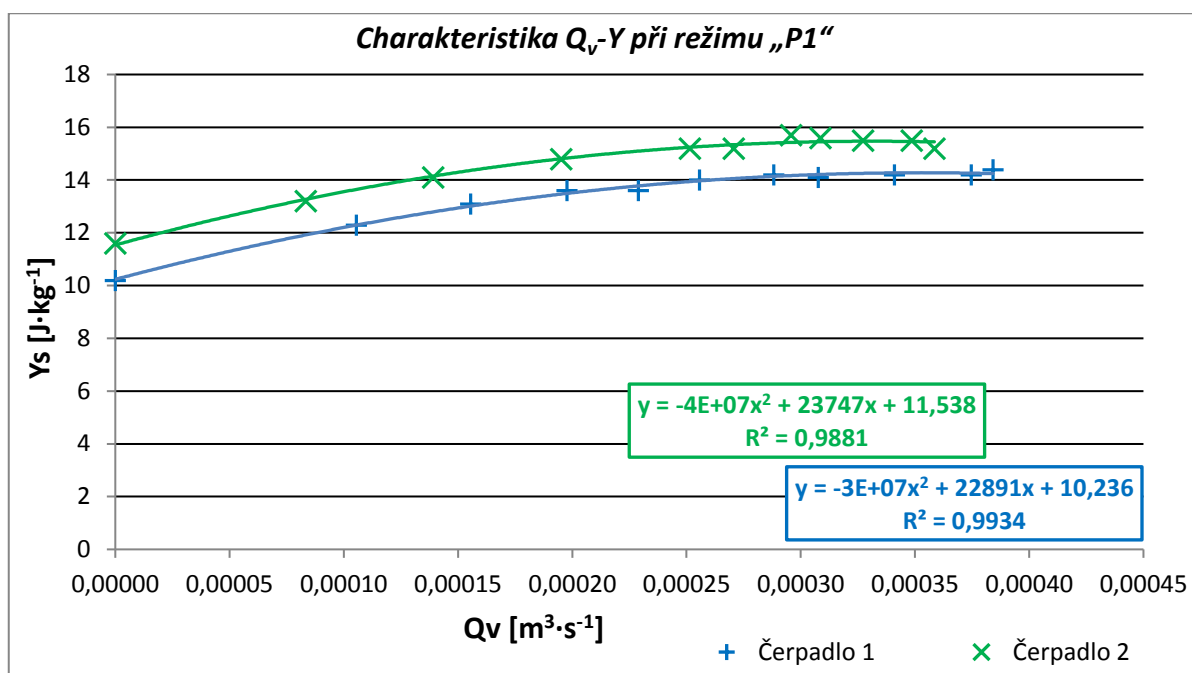
Tabulka 4.5 – Naměřených a vypočtených hodnot čerpadla 1 při režimu P1

V následující tabulce 4.6 jsou uvedeny naměřené a vypočtené hodnoty týkající se čerpadla 2 při režimu P1:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	15200	0,262	15,2	1,55	0,00036
2	15500	0,250	15,5	1,58	0,00035
3	15500	0,225	15,5	1,58	0,00033
4	15600	0,204	15,6	1,59	0,00031
5	15700	0,190	15,7	1,60	0,00030
6	15200	0,164	15,2	1,55	0,00027
7	15200	0,145	15,2	1,55	0,00025
8	14800	0,095	14,8	1,51	0,00020
9	14100	0,054	14,1	1,44	0,00014
10	13200	0,023	13,2	1,35	0,00008
11	11600	0	11,6	1,18	0

Tabulka 4.6 – Naměřených a vypočtených hodnot čerpadla 2 při režimu P1

Z předchozích naměřených a vypočtených hodnot (tab. 4.5 a 4.6) jsem následně vytvořil grafické znázornění závislosti  $Q_v$ - $Y$ , tj. měrné energie čerpadla na průtoku:



Graf 4.3 – Znázornění závislosti měrné energie čerpadla na průtoku při režimu P1

V grafu 4.3 lze vidět odlišnou charakteristiku obou čerpadel při režimu P1. Na rozdíl od režimů MIN a MAX, kde mají čerpadla běžný tvar charakteristik čerpadel.

#### 4.2.4 Měření čerpadel při režimu P2

Měření probíhalo opět podle již výše popsanych postupů. Čerpadlo jsem přenastavil na režim P2, při kterém opět dochází k automatickému přenastavení průtoku i výtlačku dle aktuální potřeby systému tak, aby docházelo k vysoké úspoře energie. Režim P2 pracuje ve vyšším rozmezí výtlačku, ale nedosáhne průtočného množství jako režim P1.

Do následující tabulky 4.7 jsem uvedl hodnoty tykající se čerpadla 1 při režimu P2:

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$H$ [m]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	31900	0,636	31,9	3,25	0,00061
2	32800	0,615	32,8	3,34	0,00060
3	32200	0,514	32,2	3,28	0,00054
4	31600	0,459	31,6	3,22	0,00050
5	30200	0,368	30,2	3,08	0,00044
6	29300	0,290	29,3	2,99	0,00038
7	28400	0,234	28,4	2,90	0,00034
8	27200	0,194	27,2	2,77	0,00030
9	25500	0,125	25,5	2,60	0,00023
10	23100	0,052	23,1	2,35	0,00014
11	20900	0,022	20,9	2,13	0,00008
12	18500	0	18,5	1,89	0

Tabulka 4.7 – Naměřených a vypočtených hodnot čerpadla 1 při režimu P2

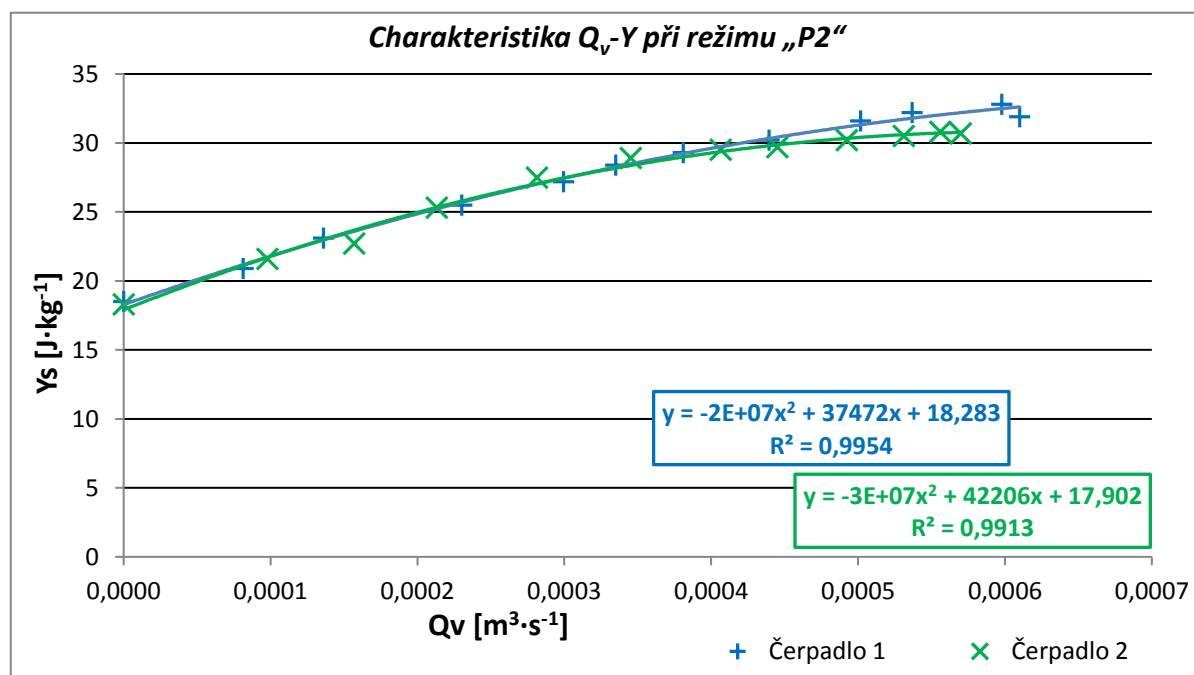


V následující tabulce 4.8 jsem uvedl naměřené a vypočtené hodnoty tykající se čerpadla 2 při režimu P2:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	30700	0,568	30,7	3,13	0,00057
2	30800	0,545	30,8	3,14	0,00056
3	30500	0,505	30,5	3,11	0,00053
4	30200	0,445	30,2	3,08	0,00049
5	29700	0,376	29,7	3,03	0,00045
6	29500	0,323	29,5	3,01	0,00041
7	28900	0,246	28,9	2,95	0,00035
8	27500	0,175	27,5	2,80	0,00028
9	25300	0,110	25,3	2,58	0,00021
10	22700	0,066	22,7	2,31	0,00016
11	21600	0,030	21,6	2,20	0,00010
12	18300	0	18,3	1,87	0

Tabulka 4.8 – Naměřených a vypočtených hodnot čerpadla 1 při režimu P2

Z hodnot uvedených v tab. 4.7 a 4.8 jsem následně vytvořil grafické znázornění závislosti  $Q_v$ - $Y$ , tj. měrné energie čerpadla na průtoku:



Graf 4.4 – Znázornění závislosti měrné energie čerpadla na průtoku při režimu P2

V grafu 4.4 lze vidět charakteristiky čerpadel při režimu P2. Tyto charakteristiky se tvarem křivky opět liší od běžného tvaru charakteristiky čerpadel. Při tomto režimu dosahovaly čerpadla průtoku až 0,61 l·s<sup>-1</sup> a tlaku až 32 kPa.

#### 4.2.5 Měření čerpadel při režimu CI

Další režimy, kterým se věnuji v této a následující podkapitole (viz kapitola 4.2.6) jsou komfortní režimy CI a CII. V případě těchto režimů pracují čerpadla se stálým tlakem odpovídající výtlaku 3 až 4 m<sup>5</sup>.

S rozdílem nastavení čerpadla na požadovaný režim CI, probíhalo měření opět stejným způsobem jako u předchozích režimů. V následující tabulce 4.9 jsou uvedeny naměřené a vypočtené hodnoty připadající čerpadlu 1 při režimu CI:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	28700	0,587	28,7	2,93	0,00058
2	29100	0,546	29,1	2,97	0,00056
3	29400	0,465	29,4	3,00	0,00051
4	29500	0,392	29,5	3,01	0,00046
5	29600	0,341	29,6	3,02	0,00042
6	30000	0,294	30,0	3,06	0,00038
7	30100	0,226	30,1	3,07	0,00033
8	29800	0,168	29,8	3,04	0,00027
9	29700	0,141	29,7	3,03	0,00025
10	29800	0,098	29,8	3,04	0,00020
11	29400	0,060	29,4	3,00	0,00015
12	29200	0,024	29,2	2,98	0,00009
13	30200	0	30,2	3,08	0

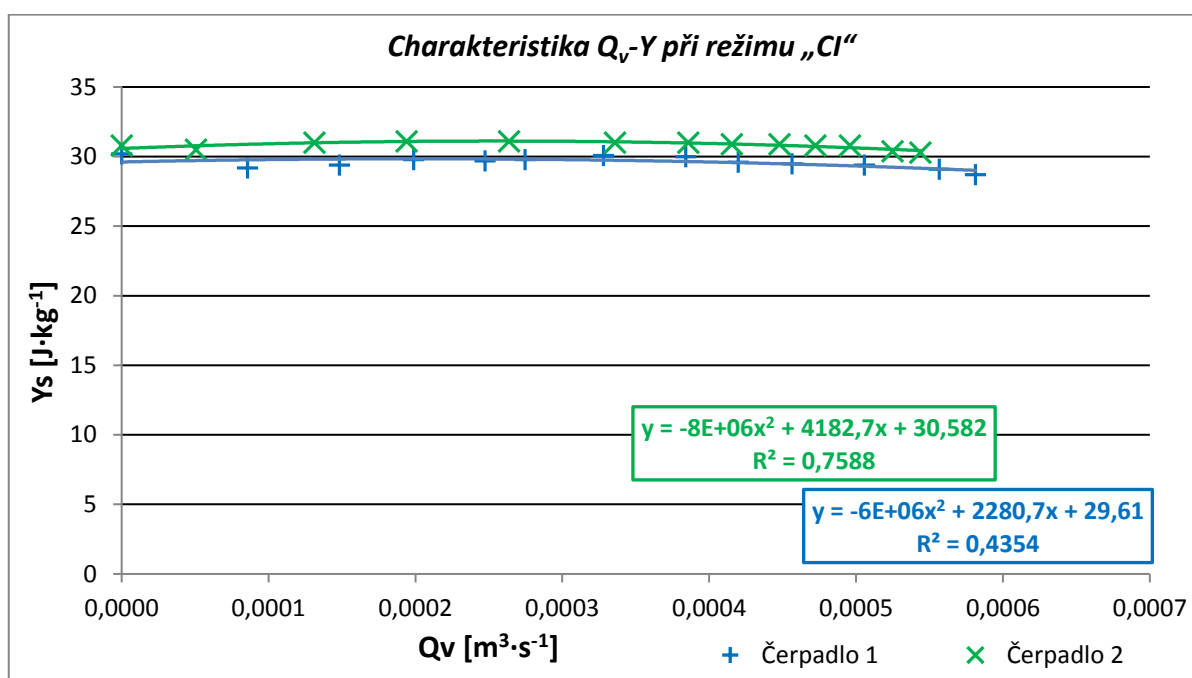
Tabulka 4.9 – Naměřených a vypočtených hodnot čerpadla 1 při režimu CI

Do následující tabulky 4.10 jsem uvedl hodnoty tykající se čerpadla 2 při režimu CI:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	30300	0,525	30,3	3,09	0,00054
2	30400	0,495	30,4	3,10	0,00052
3	30800	0,450	30,8	3,14	0,00050
4	30800	0,415	30,8	3,14	0,00047
5	30900	0,380	30,9	3,15	0,00045
6	30900	0,335	30,9	3,15	0,00042
7	31000	0,296	31,0	3,16	0,00039
8	31000	0,235	31,0	3,16	0,00034
9	31100	0,157	31,1	3,17	0,00026
10	31100	0,094	31,1	3,17	0,00019
11	31000	0,049	31,0	3,16	0,00013
12	30500	0,010	30,5	3,11	0,00005
13	30800	0	30,8	3,14	0

Tabulka 4.10 – Naměřených a vypočtených hodnot čerpadla 2 při režimu CI

Následně jsem z naměřených a vypočtených hodnot uvedených v tabulce 4.9 a 4.10 vytvořil grafické znázornění závislosti  $Q_v$ - $Y$ , tj. závislosti měrné energie čerpadla na průtoku:



Graf 4.5 – Znázornění závislosti měrné energie čerpadla na průtoku při režimu CI

Z grafu 4.5 a hodnot uvedených v tab. 4.9 a 4.10 lze vidět, že obě čerpadla se snaží regulovat na konstantní tlakový spád pro rozdílné hodnoty průtoků. Čerpadla při tomto režimu dosahují tlakového spádu okolo 31 kPa, který odpovídá zhruba výtlaku 3 m.

#### 4.2.6 Měření čerpadel při režimu CII

Měření probíhalo podobně jako u již výše popsanych postupů. Čerpadlo jsem přenastavil na režim C2, při kterém také dochází k automatickému srovnávání tlaku na výstupu. Naměřené a vypočtené hodnoty čerpadla 1 při režimu CII jsem uvedl v následující tabulce 4.11:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	31800	0,635	31,8	3,24	0,00061
2	33100	0,590	33,1	3,37	0,00058
3	34600	0,534	34,6	3,53	0,00055
4	36400	0,474	36,4	3,71	0,00051
5	38300	0,412	38,3	3,90	0,00047
6	38900	0,334	38,9	3,97	0,00041
7	39100	0,198	39,1	3,99	0,00030
8	39200	0,125	39,2	4,00	0,00023
9	38900	0,062	38,9	3,97	0,00015
10	38500	0,020	38,5	3,92	0,00008
11	39200	0	39,2	4,00	0

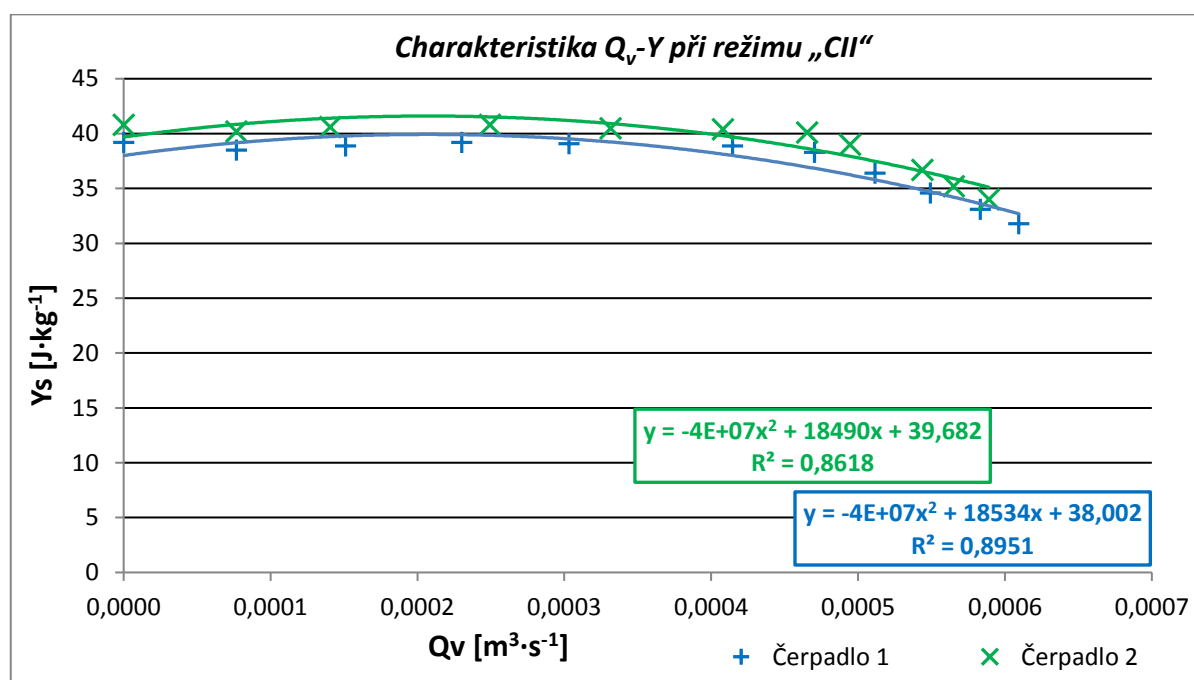
Tabulka 4.11 – Naměřených a vypočtených hodnot čerpadla 1 při režimu CII

V následující tabulce 4.12 jsou uvedeny naměřené a vypočtené hodnoty týkající se čerpadla 2 při režimu CII:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	34000	0,600	34,0	3,47	0,00059
2	35200	0,560	35,2	3,59	0,00057
3	36700	0,525	36,7	3,74	0,00054
4	39000	0,448	39,0	3,98	0,00049
5	40100	0,405	40,1	4,09	0,00047
6	40400	0,325	40,4	4,12	0,00041
7	40500	0,230	40,5	4,13	0,00033
8	40800	0,143	40,8	4,16	0,00025
9	40600	0,055	40,6	4,14	0,00014
10	40200	0,020	40,2	4,10	0,00008
11	40800	0	40,8	4,16	0

Tabulka 4.12 – Naměřených a vypočtených hodnot čerpadla 2 při režimu CII

Z hodnot uvedených v tabulkách 4.11 a 4.12 jsem následně vytvořil grafické znázornění závislosti  $Q_v$ - $Y$ , tj. závislosti měrné energie čerpadla na průtoku:



Graf 4.6 – Znázornění závislosti měrné energie čerpadla na průtoku při režimu CII

Jak lze v grafu 4.6 vidět, při režimu CII se čerpadla opět snažila regulovat na stejný tlakový spád pro různé hodnoty průtoku. Při tomto režimu však není křivka charakteristiky tak plochá jako u režimu CI. Režim CII pracuje s tlakem až 41 kPa, což odpovídá výtlačku zhruba 4 m. Průtok u obou režimů CI a CII dosahuje hodnot maximálně 0,61 l·s<sup>-1</sup>.

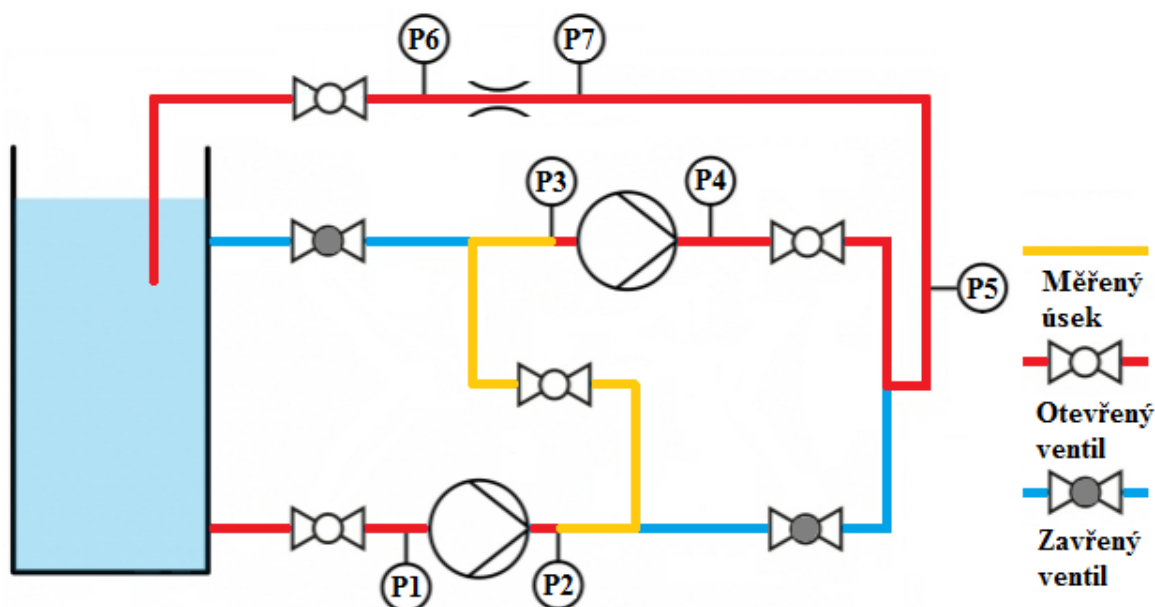
## 5. Měření tlakových ztrát na jednotlivých úsecích zkušební tratě

Jak jsem již uváděl v popisu této kapitoly (viz kapitola 4.), z důvodu teoretického výpočtu spolupracujících čerpadel řazených sériově a paralelně, je potřeba změřit a vypočíst i příslušné tlakové ztráty na jednotlivých úsecích.

Ztráty jsem měřil celkem na třech úsecích zkušební vodní trati. Při měření jsem příslušné čerpadla nastavil na režim MAX, tak aby bylo možné měřit co možná největší rozsah. V následujících podkapitolách se tedy věnuji jednotlivým úsekům a jejich tlakovým ztrátám.

### 5.1 Měření tlakových ztrát na prvním úseku

Ztráty na prvním úseku jsem měřil mezi odběrnými místy P2 a P3 (viz obrázek 5.1). Kulové ventily bylo nutné nastavit tak, aby voda proudila tímto úsekem. Jejich nastavení spolu s měřeným úsekem je znázorněno na následujícím obrázku schématu (obrázek 5.1). Zapojení bylo tedy stejné jako u sériového řazení čerpadel.



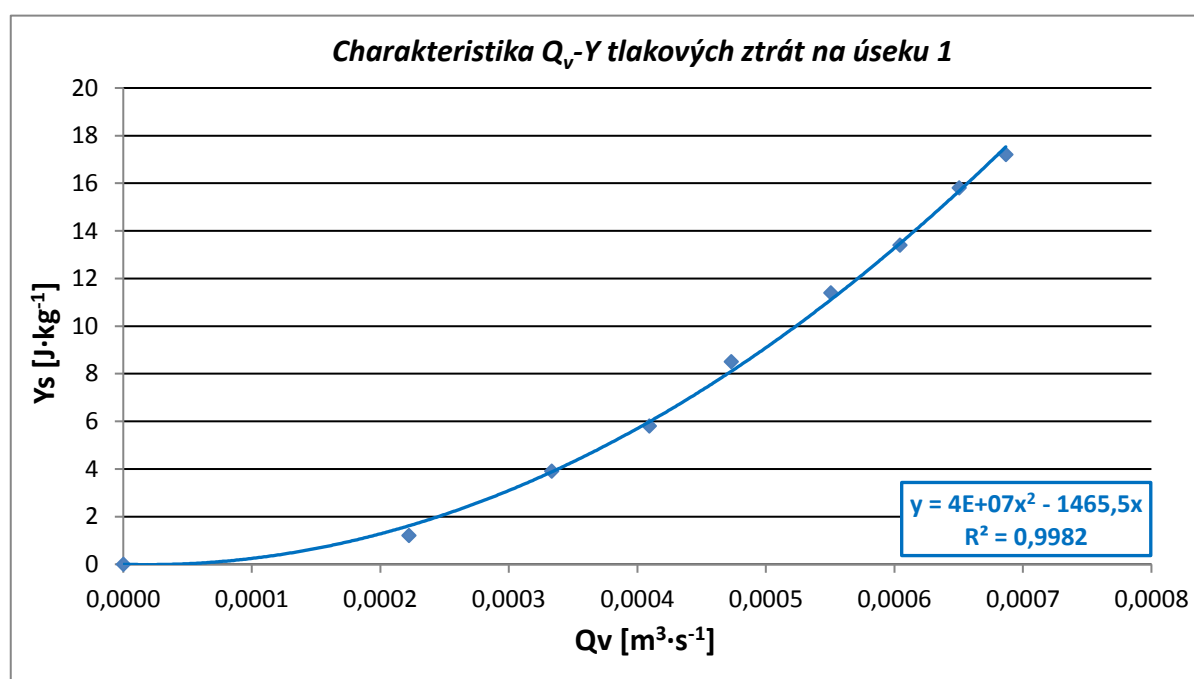
Obrázek 5.1 – Schéma zkušební trati nastavené pro měření prvního úseku

V následující tabulce 4.12 jsem uvedl naměřené a vypočtené hodnoty tlakových ztrát prvního úseku:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$\gamma$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	17200	0,775	17,2	1,75	0,00069
2	15800	0,708	15,8	1,61	0,00065
3	13400	0,626	13,4	1,37	0,00060
4	11400	0,536	11,4	1,16	0,00055
5	8500	0,416	8,5	0,87	0,00047
6	5800	0,327	5,8	0,59	0,00041
7	3900	0,232	3,9	0,40	0,00033
8	1200	0,118	1,2	0,12	0,00022
9	0	0	0	0	0

Tabulka 5.1 – Naměřených a vypočtených hodnot prvního úseku

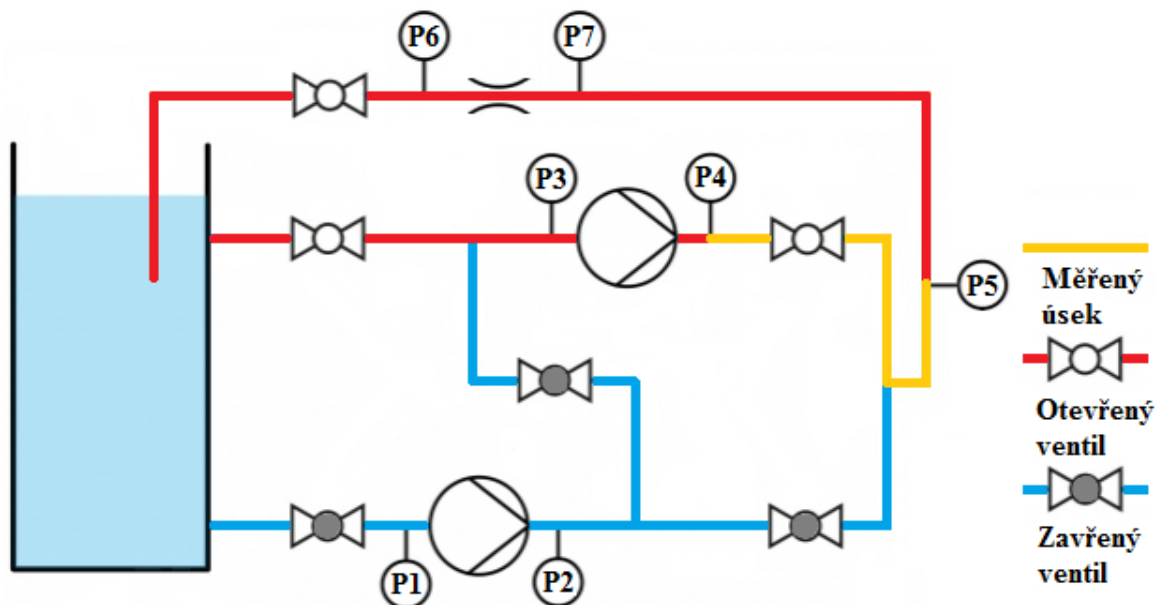
Následně jsem z naměřených a vypočtených hodnot, uvedených v tabulce 5.1, vytvořil grafické znázornění závislosti měrné energie na průtoku:



Graf 5.1 – Znázornění závislosti ztrátové měrné energie na průtoku prvního úseku

## 5.2 Měření tlakových ztrát na druhém úseku

Při měření ztrát na druhém úseku jsem měřil tlakovou ztrátu mezi odběrnými místy P4 a P5. Kulové ventily jsem nastavil dle následujícího schématu (obrázek 5.2), tak aby voda protékala zkoumaným úsekem a dále jsem postupoval dle výše popsaného obecného postupu.



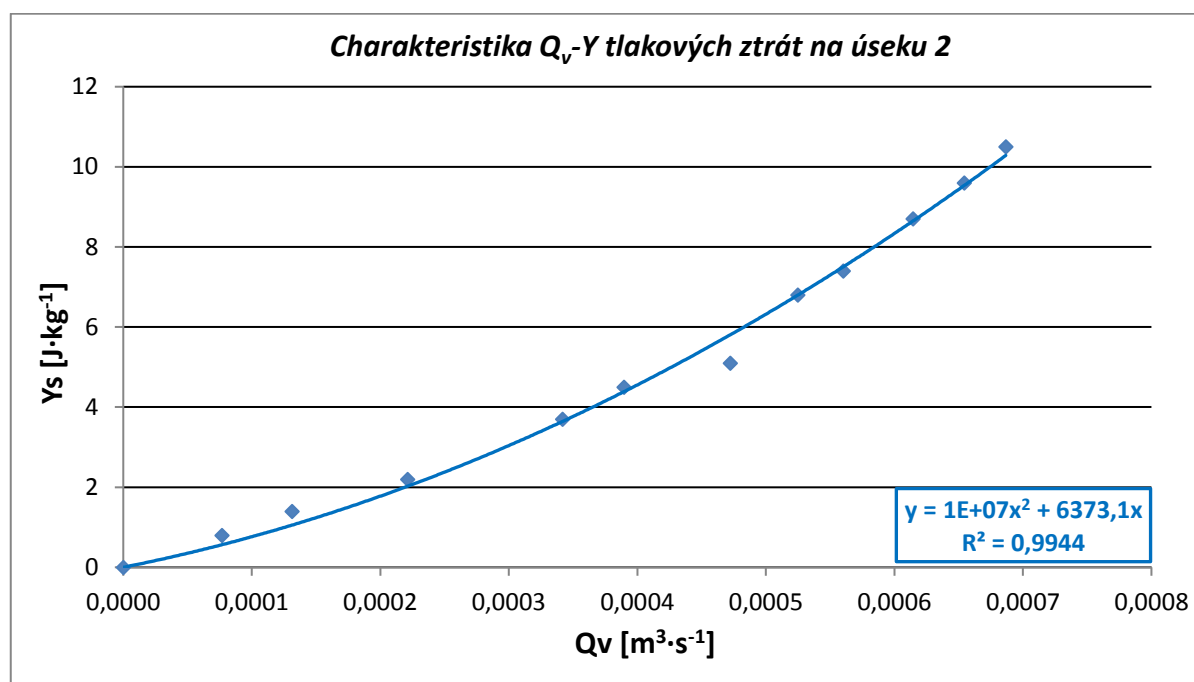
Obrázek 5.2 – Schéma zkušební trati nastavené pro měření druhého úseku

Naměřené a vypočtené hodnoty tlakových ztrát druhého úseku jsem uvedl do následující tabulky 5.2:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$\gamma$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	10500	0,775	10,5	1,07	0,00069
2	9600	0,715	9,6	0,98	0,00065
3	8700	0,644	8,7	0,89	0,00061
4	7400	0,552	7,4	0,75	0,00056
5	6800	0,495	6,8	0,69	0,00052
6	5100	0,415	5,1	0,52	0,00047
7	4500	0,301	4,5	0,46	0,00039
8	3700	0,242	3,7	0,38	0,00034
9	2200	0,117	2,2	0,22	0,00022
10	1400	0,049	1,4	0,14	0,00013
11	800	0,020	0,8	0,08	0,00008
12	0	0	0	0	0

Tabulka 5.2 – Naměřených a vypočtených hodnot druhého úseku

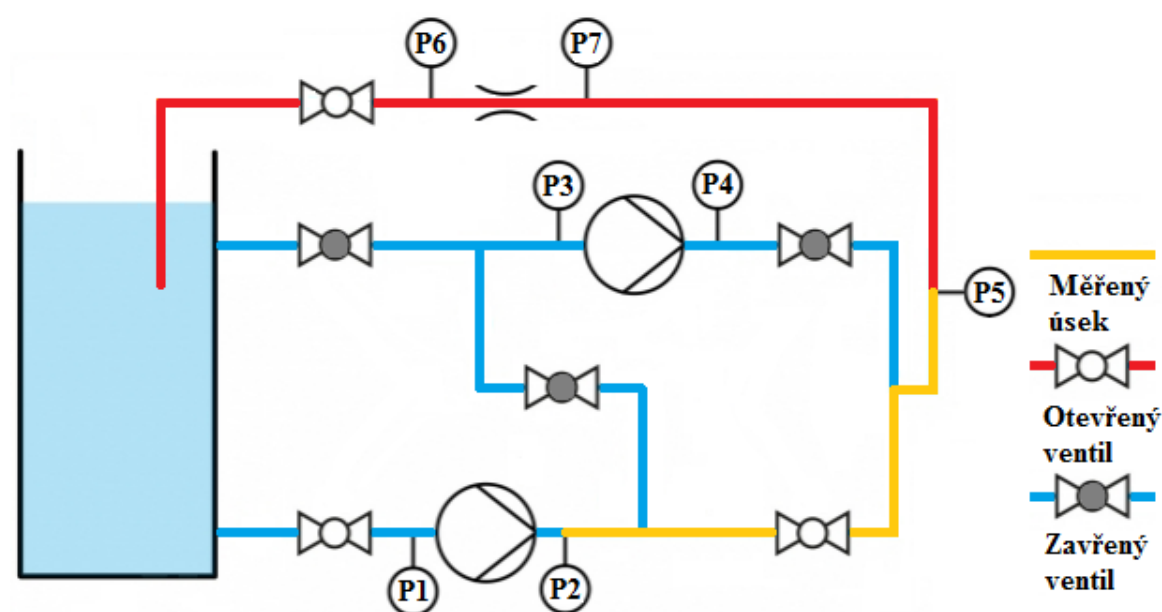
Z naměřených a vypočtených hodnot uvedených v tabulce 5.2 jsem dále vytvořil grafické znázornění  $Q_v$ - $Y$ , tj. závislosti měrné energie na průtoku:



Graf 5.2 – Znázornění závislosti ztrátové měrné energie na průtoku druhého úseku

### 5.3 Měření tlakových ztrát na třetím úseku

Při vyšetřování ztrát na třetím úseku jsem měřil tlakovou ztrátu mezi odběrnými místy P2 a P5. Kulové ventily jsem nastavil dle následujícího schématu (viz obrázek 5.3), tak aby voda protékala zkoumaným úsekem.



Obrázek 5.3 – Schéma zkušební trati nastavené pro měření druhého úseku

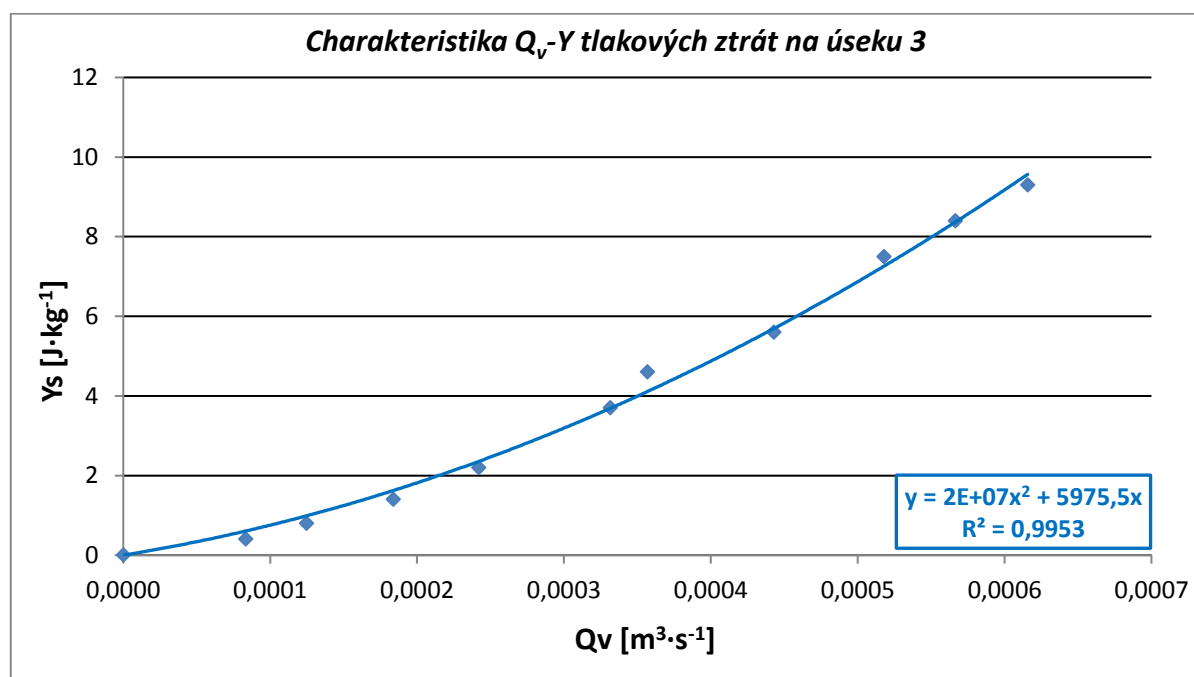


Naměřené a vypočtené hodnoty, které se týkají ztrát na třetím zkoumaném úseku jsem uvedl do následující tabulky 5.3:

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$H$	$Q_v$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
1	9300	0,646	9,3	0,95	0,00062
2	8400	0,562	8,4	0,86	0,00057
3	7500	0,484	7,5	0,76	0,00052
4	5600	0,373	5,6	0,57	0,00044
5	4600	0,260	4,6	0,47	0,00036
6	3700	0,230	3,7	0,38	0,00033
7	2200	0,136	2,2	0,22	0,00024
8	1400	0,086	1,4	0,14	0,00018
9	800	0,045	0,8	0,08	0,00012
10	400	0,023	0,4	0,04	0,00008
12	0	0	0	0	0

Tabulka 5.3 – Naměřených a vypočtených hodnot třetího úseku

V následujícím grafu 5.3 je zobrazena charakteristika tlakových ztrát třetího úseku, vytvořená z naměřených a vypočtených hodnot (viz tabulka 5.3):



Graf 5.3 – Znázornění závislosti ztrátové měrné energie na průtoku třetího úseku

## 6. Měření a vyhodnocení spolupracujících čerpadel

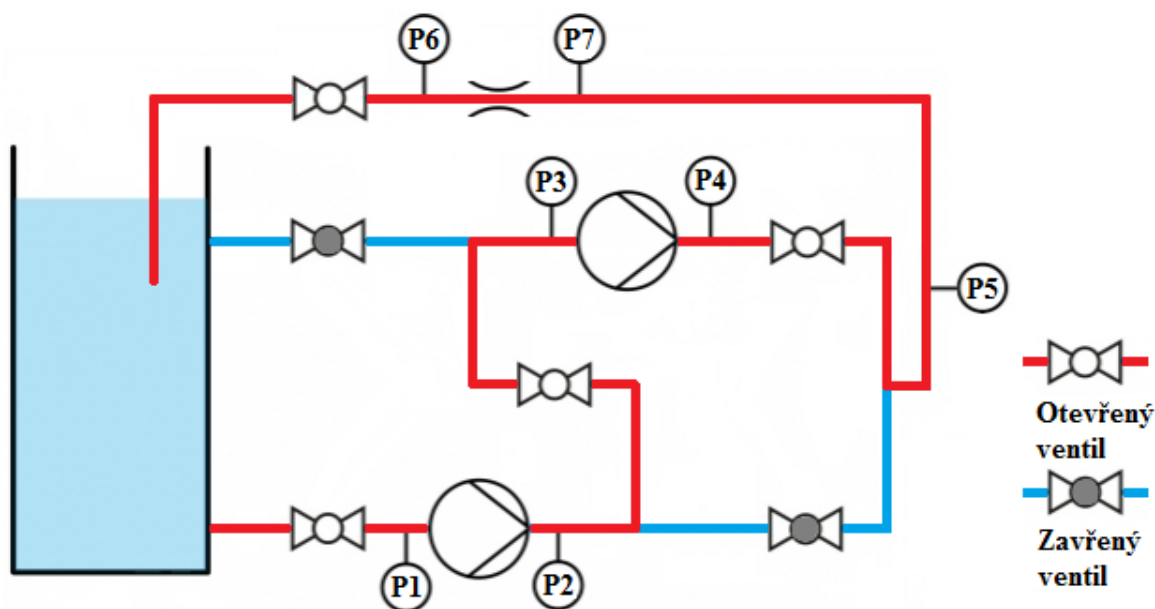
### 6.1. Sériově spolupracující čerpadla

V této podkapitole se zabývám měřením spolupracujících čerpadel řazených sériově při různých režimech. Zároveň se zabývám teoretickým výpočtem charakteristik spolupracujících čerpadel a zredukováním těchto teoreticky vypočtených charakteristik o naměřené tlakové ztráty. Tématem této kapitoly tak není pouhé měření charakteristik spolupracujících čerpadel, ale i výpočet teoretických charakteristik a závěrem porovnání teorie s praxí.

#### 6.1.1 Obecný postup měření a výpočtu sériově spolupracujících čerpadel

Jak jsem již uvedl v teoretické části této práce (viz kapitola 1.2), při sériové spolupráci čerpadel zůstává průtok zachován a počtem čerpadel se zvyšuje tlaková výška  $H$ , tedy i měrná energie  $Y$ . Nejdříve se zabývám měřením a následným zpracováním naměřených hodnot sériově spolupracujících čerpadel.

Měření jsem prováděl opět podle obecného postupu uvedeného výše (viz kapitola 4.1), s rozdílem nastavení kulových ventilů na zkušební trati a spuštění obou čerpadel zároveň při stejném režimu. Nastavení kulových ventilů jsem provedl podle následujícího schématu (viz obrázek 6.1). Kapalina tak protékala nejdříve čerpadlem 1, následně přes propojovací potrubí (úsek 1) protéká do čerpadla 2 a následně proudí do výtlačného potrubí skrz úsek 2.



Obrázek 6.1 – Schéma zkušební trati nastavené pro měření sériově spolupracujících čerpadel

Dále jsem provedl teoretický výpočet charakteristik sériově spolupracujících čerpadel. Výpočet jsem provedl dle vzorců uvedených v teoretické části této práce (kap. 1.2). Výslednou charakteristiku sériově spol. čerpadel jsem vypočetl z předem naměřených charakteristik

jednotlivých čerpadel. Průtok u sériově spol. čerpadel zůstává dle teorie zachován. Při měření jednotlivých čerpadel nebylo možné měřit měrnou energii u obou čerpadel pro jeden stejný průtok, a tak bylo potřeba průtok sériově spol. čerpadel vypočítat průměrem. Měrná energie se u sériové spolupráce čerpadel počítá. Z regresních rovnic jednotlivých čerpadel jsem proto vypočet příslušné měrné energie pro vypočtený průtok a až poté jsem měrné energie sečetl.

Výše popsané vypočtení teoretických hodnot zanedbává mnoho faktorů, které ve skutečnosti ovlivňují charakteristiky čerpadel. Většina těchto faktorů se však obtížně zjišťuje a započítává. Jedním z poměrně snadno zjistitelných faktorů jsou tlakové ztráty jednotlivých úseků, kterými proudí kapalina. Faktor tlakových ztrát lze do teoretických charakteristik zahrnout a zpřesnit tak jejich výslednou podobu.

Na zkušební trati bylo možné změřit celkem tři úseky a zjistit tak možné tlakové ztráty. Tlakové ztráty jednotlivých úseku jsou zpracované ve výše uvedených podkapitolách (viz kapitola 4.3).

Při sériové spolupráci čerpadel protéká kapalina skrz první a druhý úsek potrubí. Ztráty těchto potrubí jsem zahrnul pomocí regresních rovnic vyhodnocených pro ztráty na daném potrubí. Do regresních rovnic jsem dosazoval příslušný průtok. Výslednou hodnotu jsem následně zahrnul do charakteristiky sériově spolupracujících čerpadel.

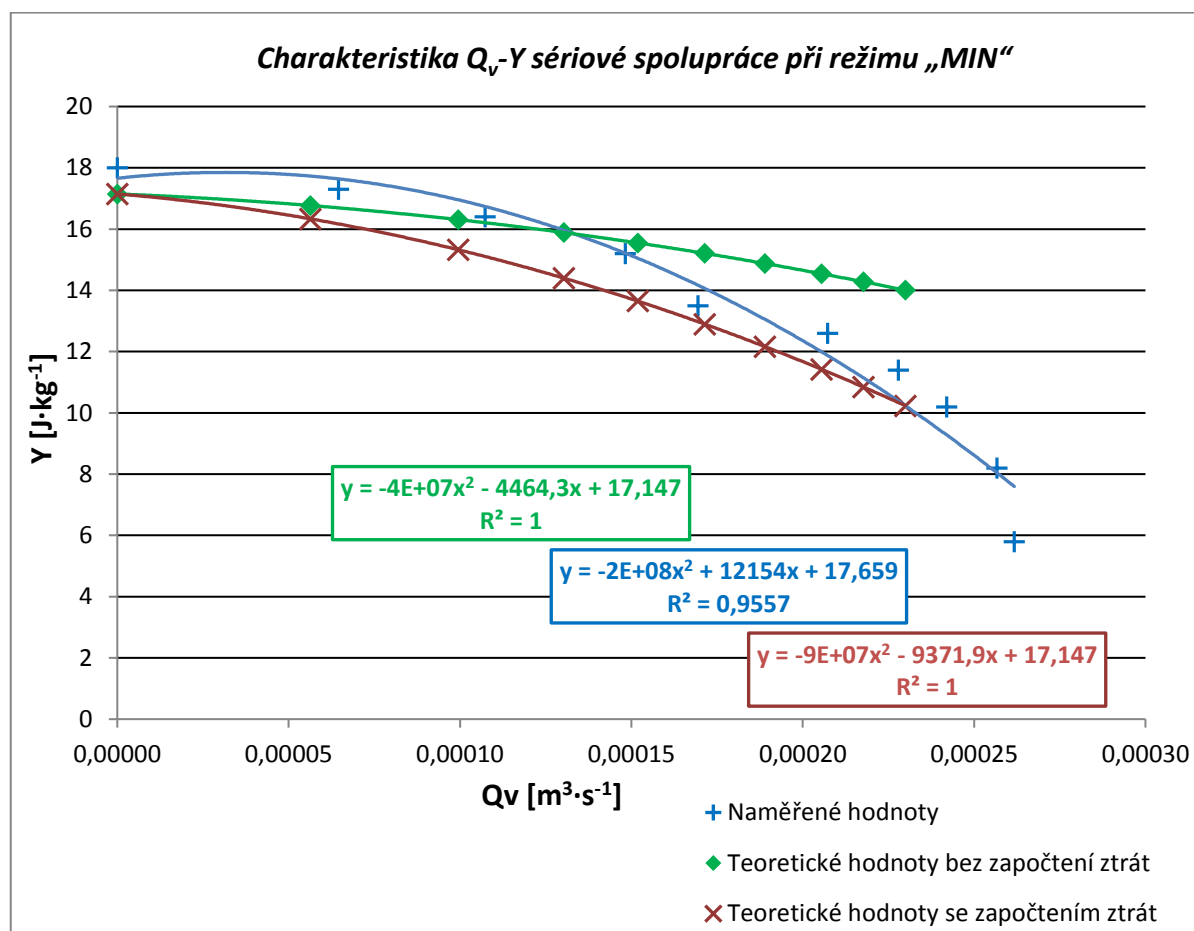
### 6.1.2 Sériově spolupracující čerpadla při režimu MIN

Měření a veškeré výpočty jsem prováděl podle výše popsaného postupu (viz kapitola 6.1.1). Naměřené a vypočtené hodnoty spolupracujících čerpadel při režimu MAX jsem uvedl do následující tabulky 6.1:

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$\gamma$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	5800	0,155	5,8	0,00026	0,00023	14,0	10,2
2	8200	0,150	8,2	0,00026	0,00022	14,3	10,8
3	10200	0,136	10,2	0,00024	0,00021	14,5	11,4
4	11400	0,123	11,4	0,00023	0,00019	14,9	12,2
5	12600	0,105	12,6	0,00021	0,00017	15,2	12,9
6	13500	0,075	13,5	0,00017	0,00015	15,5	13,6
7	15200	0,060	15,2	0,00015	0,00013	15,9	14,4
8	16400	0,035	16,4	0,00011	0,00010	16,3	15,3
9	17300	0,015	17,3	0,00006	0,00006	16,8	16,3
10	18000	0	18,0	0	0	17,1	17,1

Tabulka 6.1 – Naměřených a vypočtených hodnot sériově spolupracujících čerpadel při režimu MIN

V tabulce 6.1 jsou také uvedeny vypočtené teoretické hodnoty sériově spolupracujících čerpadel. Z těchto hodnot jsem vytvořil grafické znázornění  $Q_v$ - $Y$  charakteristiky, tj. závislosti měrné energie na průtoku:



Graf 6.1 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku sériově spolupracujících čerpadel při režimu MIN

V tomto grafu 6.1 lze vidět celkem tři charakteristiky, a to měřenou charakteristiku sériově spolupracujících čerpadel, teoreticky určenou charakteristiku sériově spol. čerpadel a teoreticky určenou charakteristiku sériově spol. čerpadel s odečtem ztrát příslušných úseků. V grafu lze vidět, že spolupracující čerpadla dosahují téměř dvojnásobné měrné energie oproti jednotlivému čerpadlu. Po zredukování o talkové ztráty klesla teoreticky vypočtená charakteristika pod naměřenou charakteristiku spolupracujících čerpadel.

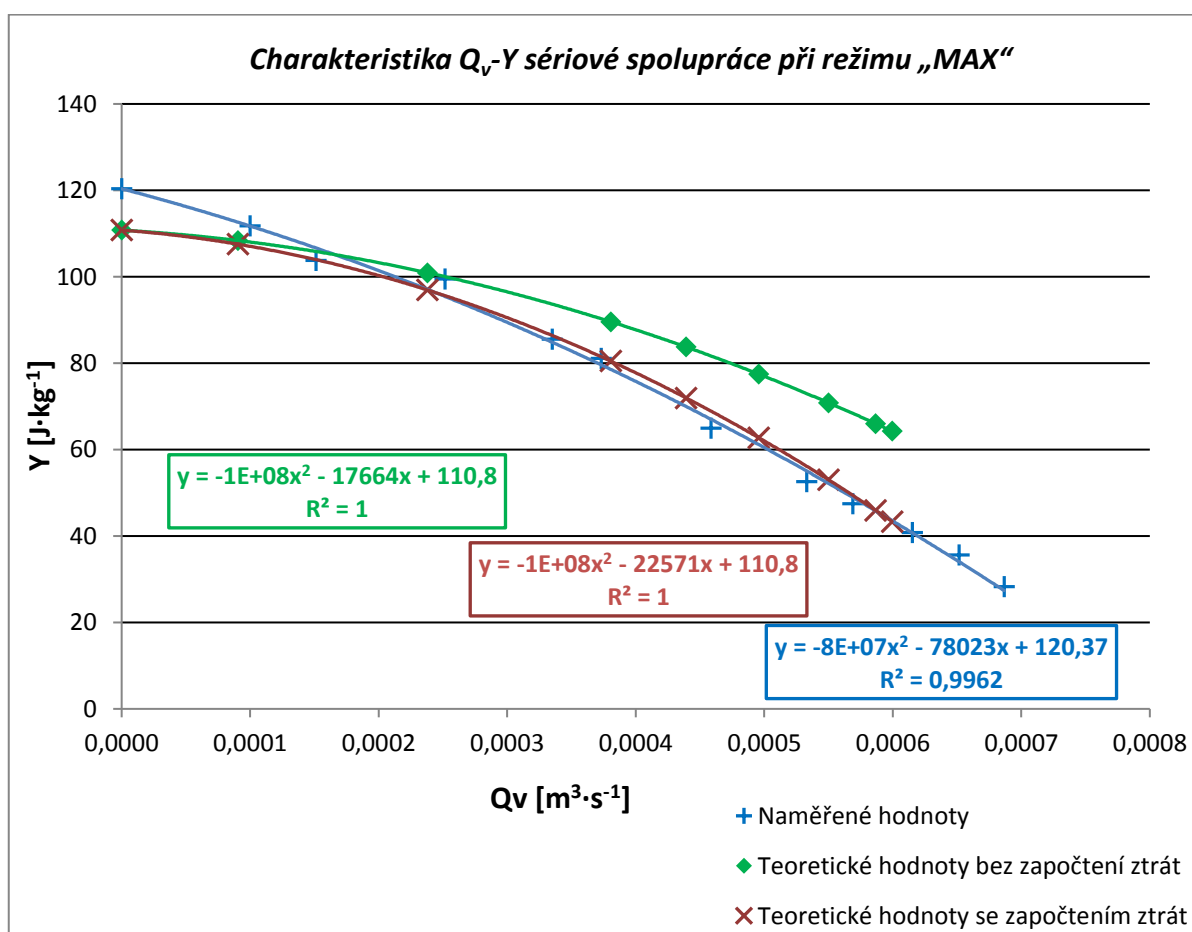
### 6.1.3 Sériově spolupracující čerpadla při režimu MAX

Měření a veškeré výpočty jsem opět prováděl podle výše popsaného postupu (viz kapitola 4.4.1). Naměřené a vypočtené hodnoty připadající spolupracujícím čerpadlům při režimu MAX jsem uvedl do následující tabulky 6.2:

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	28300	0,775	28,3	0,00069	0,00060	64,3	43,4
2	35600	0,710	35,6	0,00065	0,00059	66,0	45,9
3	40800	0,645	40,8	0,00062	0,00055	70,9	53,0
4	47500	0,566	47,5	0,00057	0,00050	77,5	62,8
5	52600	0,508	52,6	0,00053	0,00044	83,8	72,0
6	65000	0,395	65,0	0,00046	0,00038	89,6	80,5
7	81100	0,280	81,1	0,00037	0,00024	100,9	96,9
8	85600	0,234	85,6	0,00034	0,00009	108,4	107,5
9	99500	0,145	99,5	0,00025	0	110,8	110,8
10	103800	0,062	103,8	0,00015	–	–	–
11	111762	–	111,8	0,00010	–	–	–
12	120360	–	120,4	0	–	–	–

Tabulka 6.2 – Naměřených a vypočtených hodnot sériově spolupracujících čerpadel při režimu MAX

Do tabulky 6.2 jsem také uvedl teoreticky určené hodnoty sériově spolupracujících čerpadel, včetně hodnot zredukovaných o tlakové ztráty. Pro porovnání jsem do následujícího grafu 6.2 vložil všechny tři možné charakteristiky:



Graf 6.2 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku sériově spolupracujících čerpadel při režimu MAX

Při tomto měření jsem bohužel nemohl měřit celý rozsah průtoků až do úplného zavření kulového ventilu, jelikož použitý diferenční manometr měl rozsah pouze do 100kPa. Aby byla měřená charakteristika čerpadla celá, dopočetl jsem poslední dvě hodnoty pomocí rovnice regrese. V grafu 6.2 lze vidět, že po zredukování teoreticky určené charakteristiky o tlakové ztráty se naměřené hodnoty přibližně shodují s teoretickými předpoklady.

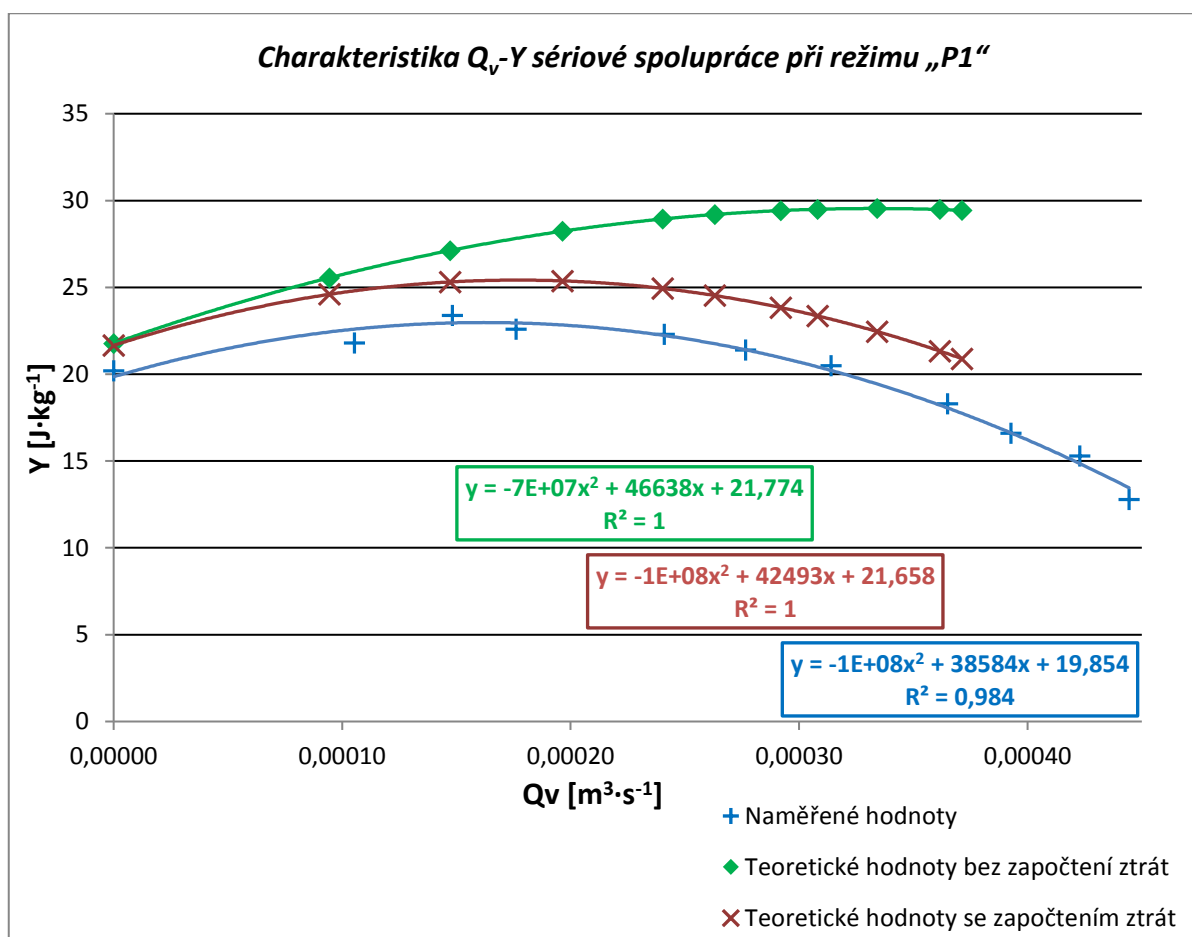
#### 6.1.4 Sériově spolupracující čerpadla při režimu P1

Měření a veškeré výpočty jsem opět prováděl podle výše popsaného postupu (viz kapitola 6.1.1). Naměřené a vypočtené hodnoty jsem uvedl do následující tabulky 6.3. Do této tabulky jsem uvedl i teoreticky vypočtené hodnoty sériově spolupracujících čerpadel, včetně hodnot zredukovaných o tlakové ztráty příslušných úseků.

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$Y$	$Q_v$	$Q_{vT}$	$Y_t$	$Y_{tRED}$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[J·kg <sup>-1</sup> ]
1	12800	0,375	12,8	0,00044	0,00037	29,4	20,9
2	15300	0,345	15,3	0,00042	0,00036	29,5	21,3
3	16600	0,305	16,6	0,00039	0,00033	29,5	22,5
4	18300	0,270	18,3	0,00037	0,00031	29,5	23,4
5	20500	0,210	20,5	0,00031	0,00029	29,4	23,8
6	21400	0,170	21,4	0,00028	0,00026	29,2	24,5
7	22300	0,135	22,3	0,00024	0,00024	28,9	24,9
8	22600	0,080	22,6	0,00018	0,00020	28,2	25,4
9	23400	0,060	23,4	0,00015	0,00015	27,1	25,3
10	21800	0,034	21,8	0,00011	0,00009	25,6	24,6
11	20200	0	20,2	0	0	21,8	21,7

Tabulka 6.3 – naměřených a vypočtených hodnot sériově spolupracujících čerpadel při režimu P1

Z hodnot uvedených v tabulce 6.3 jsem dále vytvořil graf 6.3, do kterého jsem vložil všechny tři možné charakteristiky. V grafu 6.3 lze vidět teoreticky určenou charakteristiku sériově spolupracujících čerpadel, která se po zredukování o tlakové ztráty přiblížila naměřené skutečné charakteristice. Rozdíl mezi teoretickou a změřenou charakteristikou je nejspíš způsoben nezapočtením některých z mnohých ovlivňujících faktorů.



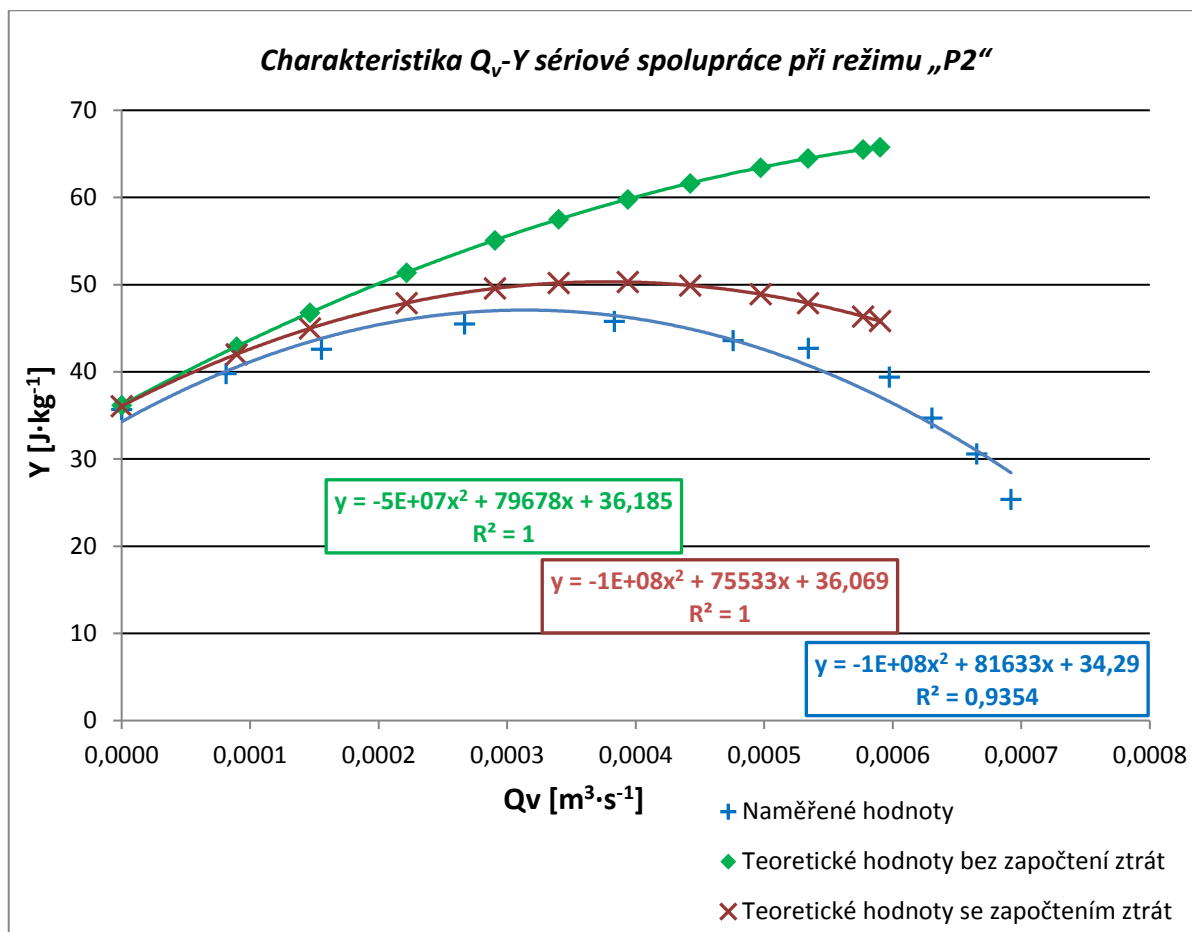
Graf 6.3 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku sériově spolupracujících čerpadel při režimu P1

### 6.1.5 Sériově spolupracující čerpadla při režimu P2

Do následující tabulky 6.4 jsem uvedl naměřené a vypočtené hodnoty, určené dle výše popsaného postupu (viz kapitola 6.1.1). V této tabulce jsou také vypočtené teoretické hodnoty spolupracujících čerpadel, včetně teoretických hodnot zredukovaných o tlakové ztráty.

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	25400	0,785	25,4	0,00069	0,00059	65,8	45,8
2	30600	0,735	30,6	0,00067	0,00058	65,5	46,4
3	34700	0,672	34,7	0,00063	0,00053	64,5	47,9
4	39400	0,614	39,4	0,00060	0,00050	63,4	48,9
5	42700	0,510	42,7	0,00053	0,00044	61,6	49,9
6	43600	0,420	43,6	0,00048	0,00039	59,8	50,3
7	45800	0,293	45,8	0,00038	0,00034	57,5	50,2
8	45500	0,160	45,5	0,00027	0,00029	55,1	49,6
9	42600	0,065	42,6	0,00016	0,00022	51,4	47,9
10	39800	0,022	39,8	0,00008	0,00015	46,8	45,0
11	35700	0	35,7	0	0,00009	42,9	42,0
12	–	–	–	–	0	36,2	36,1

Tabulka 6.4 – Naměřených a vypočtených hodnot sériově spolupracujících čerpadel při režimu P2



Graf 6.4 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku sériově spolupracujících čerpadel při režimu P2

V grafu 6.4 je znázorněna naměřená charakteristika sériově spolupracujících čerpadel v porovnání s teoreticky určenou charakteristikou čerpadel a s teoretickou charakteristikou čerpadel zredukovanou o příslušné tlakové ztráty. Jak lze v grafu 6.4 vidět po zredukování teoreticky určené charakteristiky se tato charakteristika přiblížila skutečné naměřené charakteristice.

#### 6.1.6 Sériově spolupracující čerpadla při režimu CI

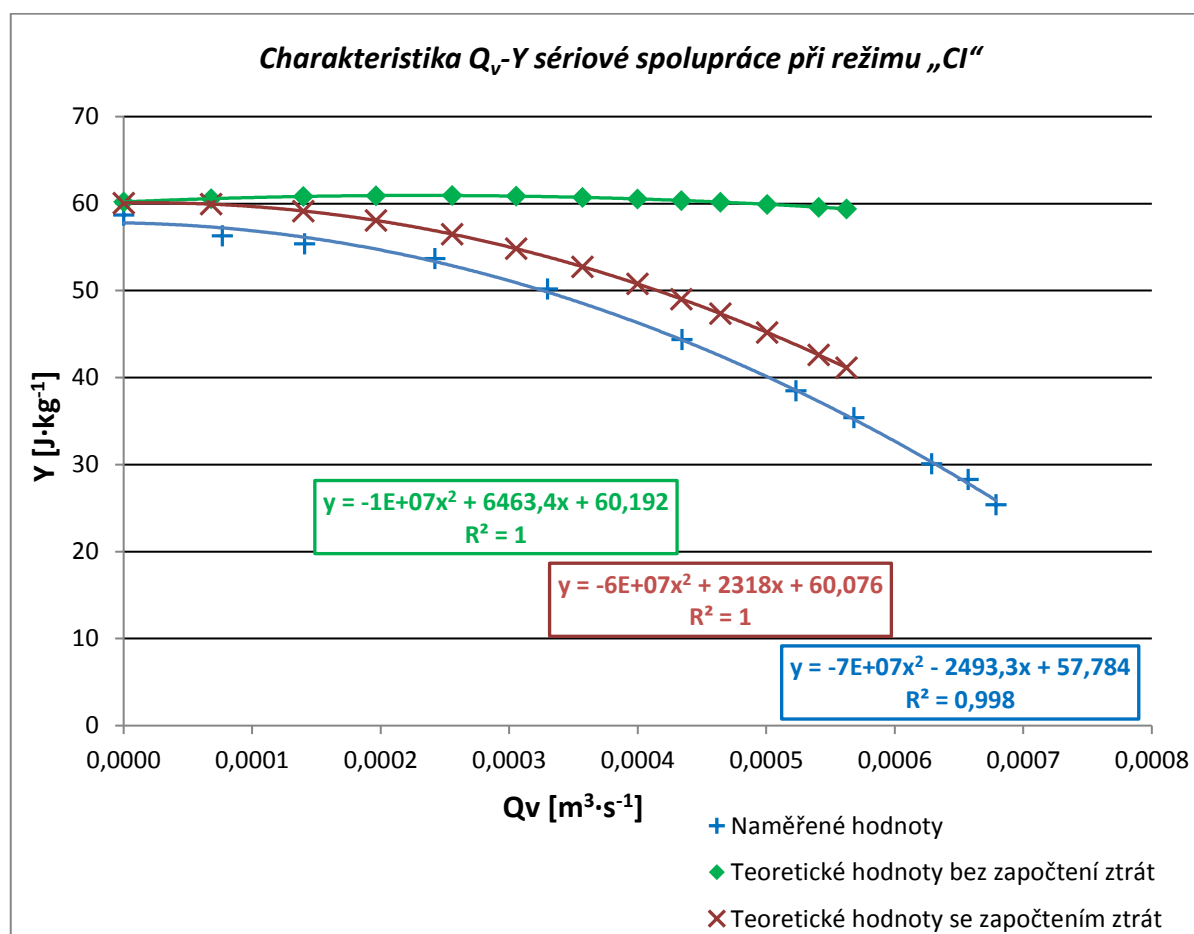
Při měření jsem postupoval podle výše popsaného postupu v kapitole 6.1.1. V následující tabulce 6.5 jsou zapsané hodnoty naměřených a teoretických charakteristik sériově spolupracujících čerpadel.



Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	25400	0,760	25,4	0,00068	0,00056	59,4	41,1
2	28300	0,720	28,3	0,00066	0,00054	59,6	42,6
3	30100	0,669	30,1	0,00063	0,00050	59,9	45,2
4	35400	0,565	35,4	0,00057	0,00046	60,2	47,4
5	38500	0,492	38,5	0,00052	0,00043	60,4	49,0
6	44400	0,361	44,4	0,00043	0,00040	60,5	50,8
7	50200	0,228	50,2	0,00033	0,00036	60,7	52,8
8	53700	0,136	53,7	0,00024	0,00031	60,9	54,8
9	55400	0,055	55,4	0,00014	0,00026	60,9	56,5
10	56300	0,020	56,3	0,00008	0,00020	60,9	58,1
11	58700	0	58,7	0	0,00014	60,8	59,1
12	–	–	–	–	0,00007	60,6	59,9
13	–	–	–	–	0	60,2	60,1

Tabulka 6.5 – Naměřených a vypočtených hodnot sériově spolupracujících čerpadel při režimu CI

V následujícím grafu 6.5 jsou opět znázorněny všechny tři možné charakteristiky. Při porovnání lze vidět, že teoretické hodnoty zredukované o příslušné tlakové ztráty jsou celkem podobné naměřeným, tedy skutečným, hodnotám. Rozdíl je také v dosaženém průtoku. Při reálném měření bylo dosaženo většího průtoku, než odhadovali teoretické předpoklady.



Graf 6.5 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku sériově spolupracujících čerpadel při režimu CI

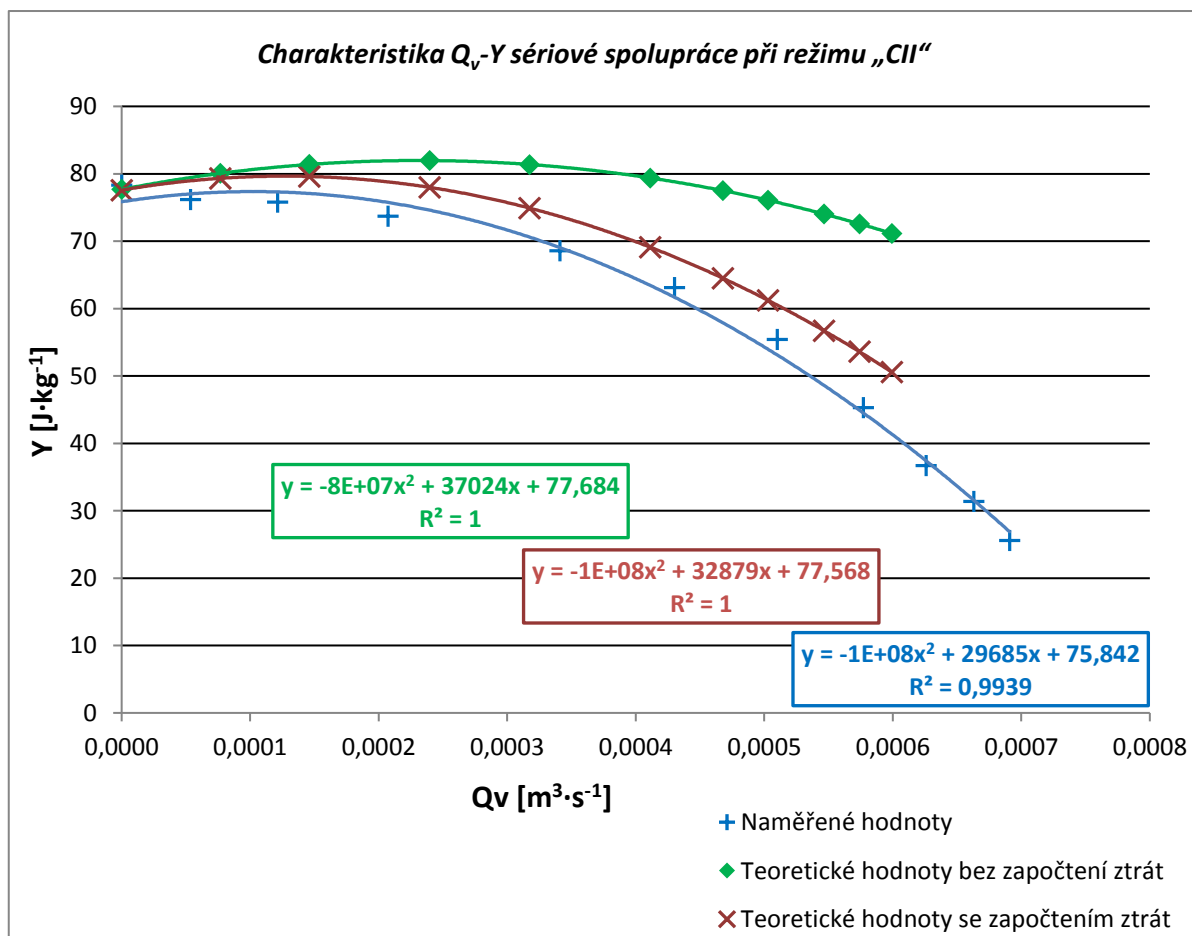
### 6.1.7 Sériově spolupracující čerpadla při režimu CII

Tabulka 6.6 obsahuje naměřené a vypočtené hodnoty získané dle výše popsaného postupu v kapitole 6.1.1. V tabulce jsou uvedeny i teoreticky vypočtené hodnoty sériově spolupracujících čerpadel včetně hodnot zredukovaných o tlakové ztráty.

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	25600	0,783	25,6	0,00069	0,00060	71,1	50,6
2	31400	0,731	31,4	0,00066	0,00057	72,6	53,6
3	36700	0,664	36,7	0,00063	0,00055	74,0	56,7
4	45300	0,580	45,3	0,00058	0,00050	76,1	61,2
5	55400	0,472	55,4	0,00051	0,00047	77,5	64,5
6	63100	0,355	63,1	0,00043	0,00041	79,4	69,1
7	68600	0,241	68,6	0,00034	0,00032	81,4	74,9
8	73700	0,105	73,7	0,00021	0,00024	82,0	78,0
9	75800	0,043	75,8	0,00012	0,00015	81,4	79,6
10	76200	0,011	76,2	0,00005	0,00008	80,1	79,3
11	78300	0	78,3	0	0	77,7	77,6

Tabulka 6.6 – Naměřených a vypočtených hodnot sériově spolupracujících čerpadel při režimu CII

Pro porovnání jsem vytvořil graf 6.6 s charakteristikami spolupracujících čerpadel:



Graf 6.6 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku sériově spolupracujících čerpadel při režimu CII

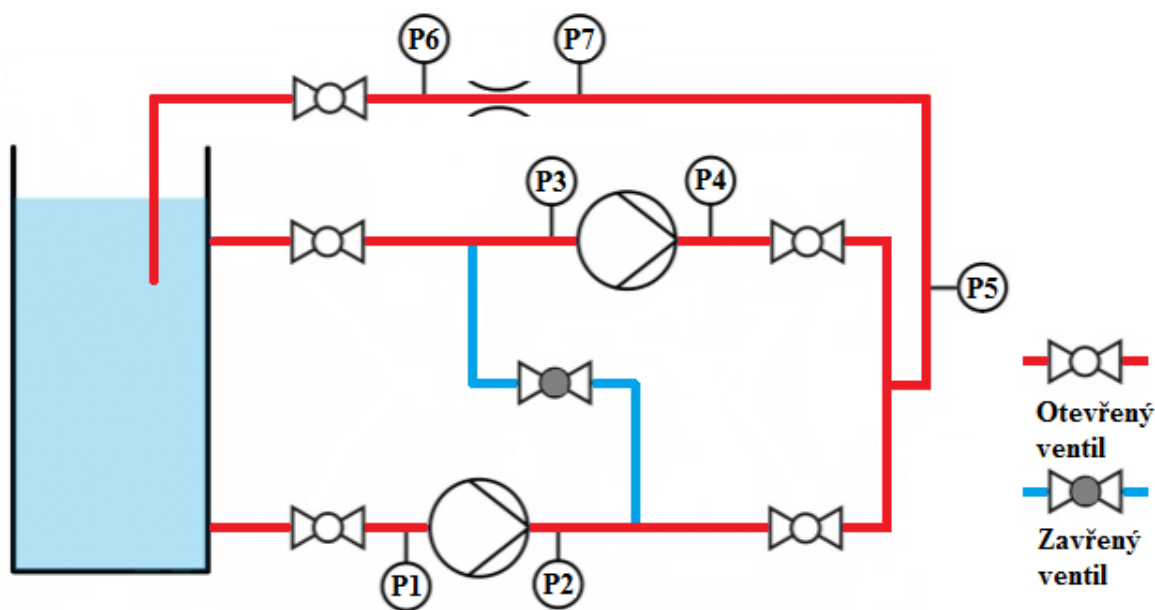
## 6.2. Paralelně spolupracující čerpadla

Tématem této podkapitoly je měření spolupracujících čerpadel řazených paralelně při různých režimech. Dále se zabývám i teoretickým výpočtem charakteristik spolupracujících čerpadel a zahrnutím naměřených tlakových ztrát do těchto teoreticky vypočtených charakteristik. V této podkapitole, podobně jako u sériově spol. čerpadel (kap. 6.1.), se zabývám i porovnáním naměřených hodnot s hodnotami teoreticky vypočtenými.

### 6.2.1 Obecný postup při měření a výpočtu paralelně spolupracujících čerpadel

U paralelní spolupráce čerpadel zůstává zachována měrná energie  $H$  (tedy i tlak  $p$ ) a počtem čerpadel se zvyšuje průtok  $Q$  (viz teoretická část práce kapitola 1.3). V následujících podkapitolách jednotlivých režimů čerpadel se věnuji nejdříve měřením a následně zpracováním naměřených hodnot paralelně spol. čerpadel.

Měření jsem prováděl opět podle obecného postupu uvedeného výše (viz kapitola 4.1), s rozdílem nastavení kulových ventilů na zkušební trati a spuštění obou čerpadel zároveň při stejném režimu. Nastavení kulových ventilů jsem provedl podle následujícího schématu (obrázek 6.2). Kapalina tak protékala zároveň paralelně čerpadlem 1 a čerpadlem 2, tedy i příslušnými úseky (2 a 3), a ústila do společného výtlačného potrubí.



Obrázek 6.2 – schéma zkušební trati nastavené pro měření paralelně spolupracujících čerpadel

Následně jsem provedl teoretický výpočet charakteristik paralelně spolupracujících čerpadel. Výpočet jsem provedl dle vzorců uvedených v teoretické části této práce (kap. 1.2). Výslednou charakteristiku paralelně spol. čerpadel jsem vypočetl z naměřených charakteristik jednotlivých čerpadel. Měrná energie u paralelně spol. čerpadel zůstává dle teorie zachována, průtok se naopak sčítá. Jak jsem již popsal výše (kap. 6.1.), při měření jednotlivých čerpadel

nebylo možné měřit měrnou energii u obou čerpadel pro jeden stejný průtok. Průtok jsem proto musel vypočítat průměrem a následně jsem jej znásobil počtem čerpadel. Měrnou energii jsem poté vypočítal z regresních rovnic jednotlivých čerpadel, vypočtené hodnoty jsem sečetl a nakonec podělil počtem čerpadel.

Podobně jako u sériové spol. čerpadel (viz kapitola 6.1.), výše popsané vypočtení teoretických hodnot zanedbává mnoho faktorů, které ve skutečnosti ovlivňují charakteristiky čerpadel. Mezi těmito faktory jsou i tlakové ztráty jednotlivých úseků, kterými proudí kapalina. Teoretické charakteristiky lze přiblížit skutečným naměřeným charakteristikám pomocí zredukování o již zmíněné tlakové ztráty.

Během paralelní spolupráce čerpadel protéká kapalina přes druhý a třetí úsek potrubí. Ztráty těchto potrubí bylo potřeba započítat ke každému čerpadlu zvlášť. Charakteristiku čerpadla 1 jsem tak zredukoval o tlakové ztráty příslušného třetího úseku a charakteristiku čerpadla 2 jsem zredukoval o tlakové ztráty druhého úseku. Výslednou charakteristiku paralelně spol. čerpadel jsem vypočetl pomocí doplňku „Řešitel“ v programu Excel (viz přílohy 1).

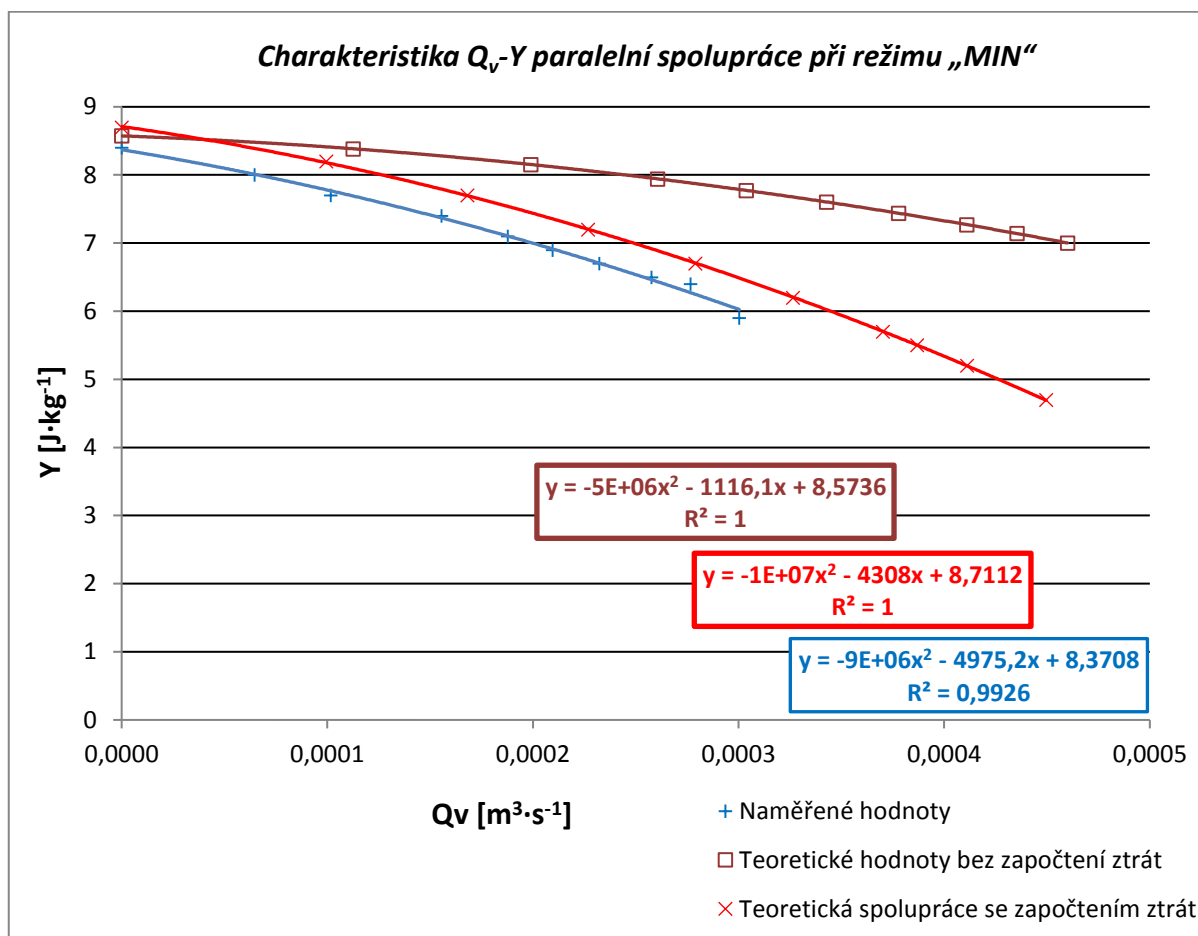
### 6.2.2 Paralelně spolupracující čerpadla při režimu MIN

Dle výše popsaného postupu (viz kapitola 6.2.1) jsem provedl měření a všechny výpočty. Výsledky měření a výpočtů jsem uvedl do následující tabulky 6.7, včetně výpočtu teoretických hodnot:

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_{vRED}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	5900	0,195	5,9	0,00030	0,00046	7,0	0,00045	4,7
2	6400	0,170	6,4	0,00028	0,00044	7,1	0,00021	5,2
3	6500	0,151	6,5	0,00026	0,00041	7,3	0,00020	5,5
4	6700	0,127	6,7	0,00023	0,00038	7,4	0,00037	5,7
5	6900	0,107	6,9	0,00021	0,00034	7,6	0,00033	6,2
6	7100	0,089	7,1	0,00019	0,00030	7,8	0,00028	6,7
7	7400	0,065	7,4	0,00016	0,00026	7,9	0,00023	7,2
8	7700	0,032	7,7	0,00010	0,00020	8,2	0,00017	7,7
9	8000	0,015	8,0	0,00006	0,00011	8,4	0,00010	8,2
10	8400	0	8,4	0	0	8,6	0	8,7

Tabulka 6.7 – naměřených a vypočtených hodnot paralelně spolupracujících čerpadel při režimu MIN

V následujícím grafu 6.7 jsou pro porovnání vloženy celkem tři charakteristiky, a to změřená, teoretická a zredukovaná teoretická charakteristika o tlakové ztráty.



Graf 6.7 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku paralelně spolupracujících čerpadel při režimu MIN

Z grafu 6.7 je patrné, že naměřené hodnoty se podobají teoretickým předpokladům v hodnotách měrné energie, avšak teorie předpokládá dosažení většího průtočného množství, kterého ve skutečnosti nebylo možné dosáhnout. Podle teorie popsané v kapitole 1.2. by při paralelní spolupráci dvou stejných čerpadel mělo dojít k zdvojnásobení průtoku. V tomto případě však došlo při paralelním přiřazení dalšího stejného čerpadla k nárůstu průtoku pouze o cca 30 %.

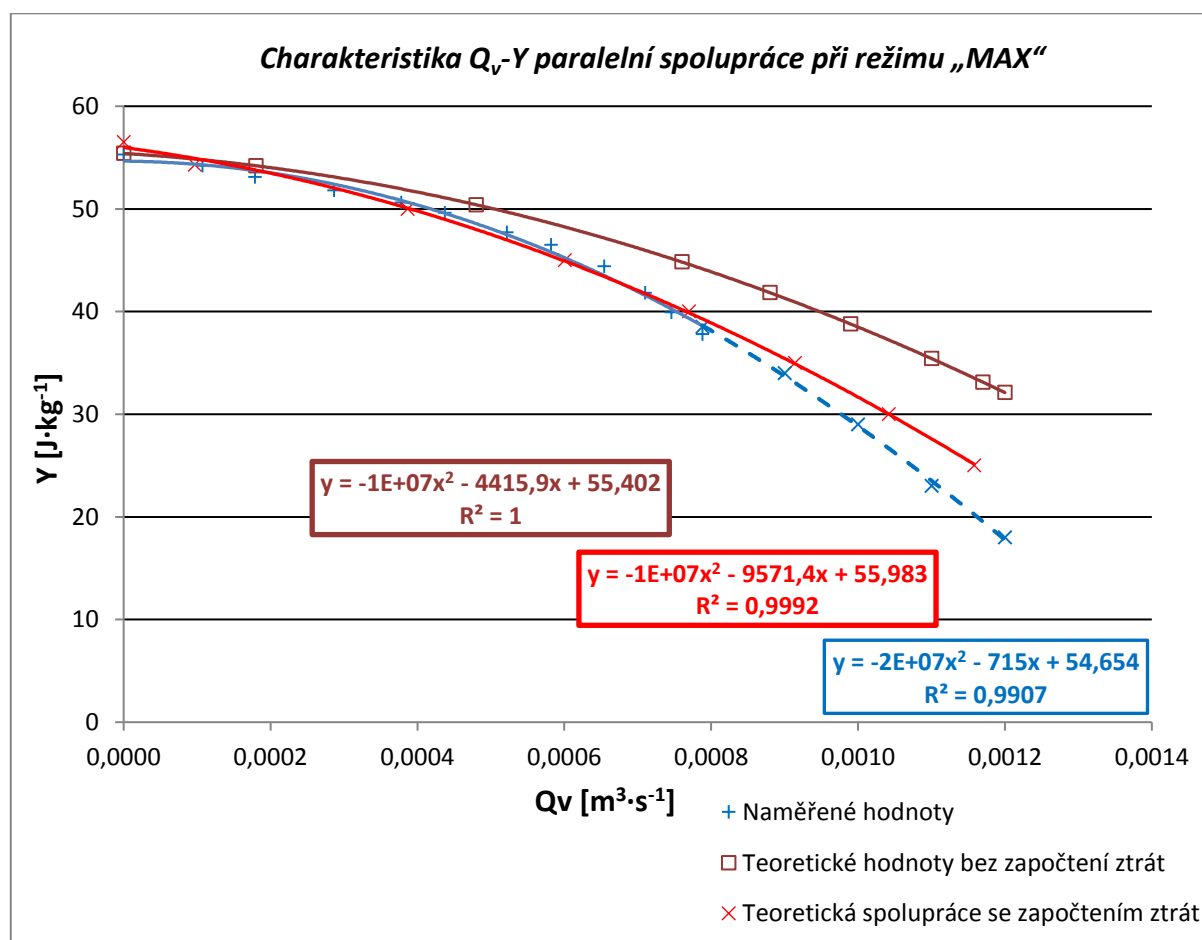
### 6.2.3 Paralelně spolupracující čerpadla při režimu MAX

V následující tabulce 6.8 jsou uvedeny naměřené a vypočtené hodnoty, které jsem prováděl opět podle výše popsaného postupu (viz kapitola 6.2.1). V tabulce jsou uvedeny i vypočtené teoretické předpoklady paralelně spolupracujících čerpadel.

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_{vRED}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	37800	0,975	37,8	0,00079	0,00120	32,1	0,00116	25,0
2	39900	0,890	39,9	0,00075	0,00117	33,1	0,00104	30,0
3	41800	0,820	41,8	0,00071	0,00110	35,4	0,00091	35,0
4	44400	0,715	44,4	0,00065	0,00099	38,8	0,00077	40,0
5	46500	0,588	46,5	0,00058	0,00088	41,8	0,00060	45,0
6	47700	0,490	47,7	0,00052	0,00076	44,8	0,00039	50,0
7	49600	0,365	49,6	0,00044	0,00048	50,4	0,00010	54,3
8	50600	0,286	50,6	0,00038	0,00018	54,2	0	56,5
9	51800	0,180	51,8	0,00029	0	55,4	–	–
10	53100	0,082	53,1	0,00018	–	–	–	–
11	54200	0,035	54,2	0,00011	–	–	–	–
12	55300	0	55,3	0	–	–	–	–

Tabulka 6.8 – Naměřených a vypočtených hodnot paralelně spolupracujících čerpadel při režimu MAX

Z hodnot uvedených v tabulce 6.8 jsem pro porovnání vytvořil následující graf, který krom naměřených hodnot obsahuje i teoreticky vypočtené charakteristiky včetně zredukované charakteristiky o tlakové ztráty příslušných úseků.



Graf 6.8 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku paralelně spolupracujících čerpadel při režimu MAX

Při tomto měření paralelně spolupracujících čerpadel při režimu MAX, bohužel nebylo možné měřit úplný rozsah hodnot průtoků. Použitá U-trubice pro nepřímé měření průtoků bohužel nedisponovala potřebnou rozsahem pro odečet větších rozdílů výšek hladin  $\Delta h_c$ . Při měření jsem tedy nemohl otevřít kulový ventil na výtlaku pro maximální průtok. V grafu 6.8 jsem naznačil čerchovanou křivkou možný trend charakteristiky. V tomto grafu lze také vidět charakteristiky čerpadel vytvořené z teoretických předpokladů. Po zredukování teoreticky určených hodnot o příslušné tlakové ztráty se vypočtené hodnoty velmi podobají skutečným změřeným hodnotám.

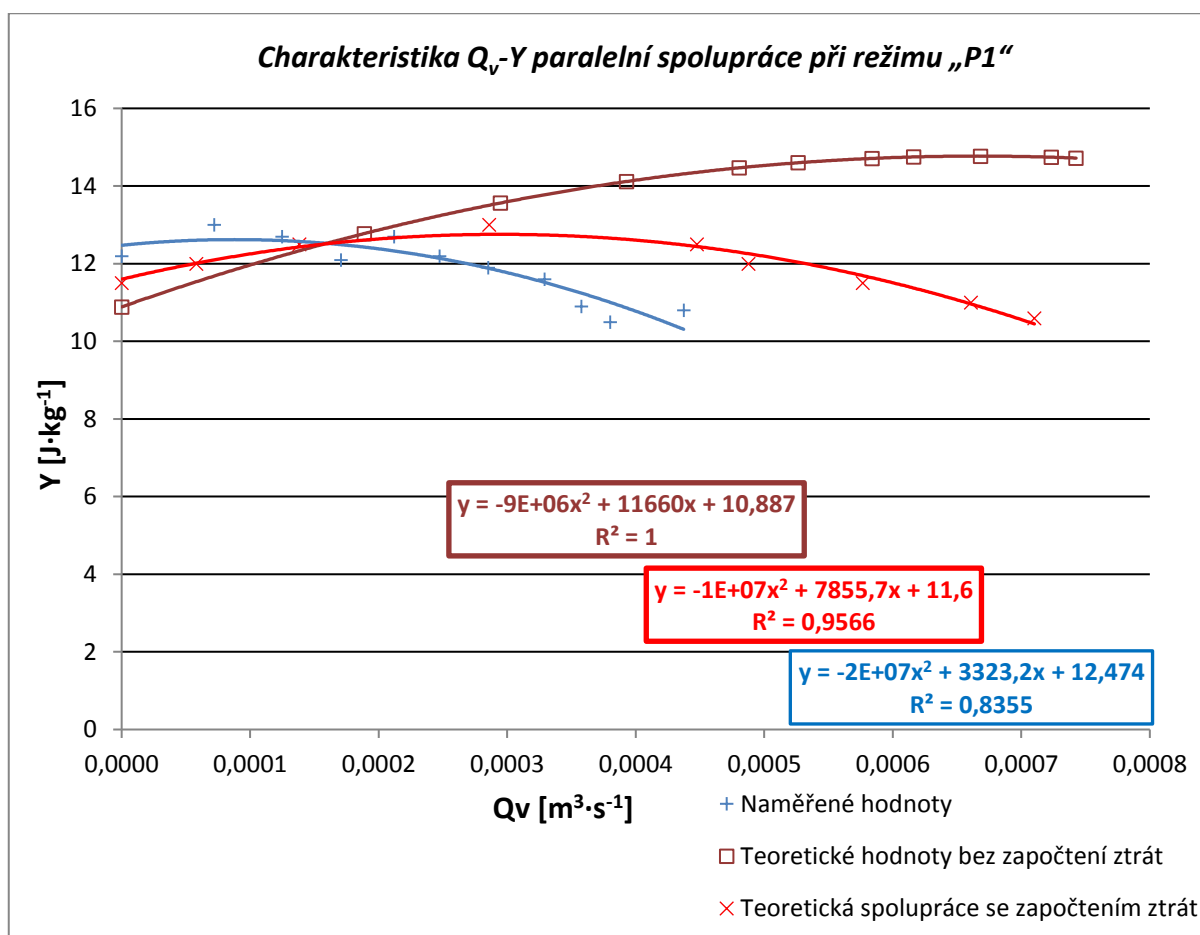
#### 6.2.4 Paralelně spolupracující čerpadla při režimu P1

Následující tabulka 6.9 obsahuje naměřené a vypočtené hodnoty získané opět podle výše popsaného postupu (viz kapitola 6.2.1). V tabulce jsou opět uvedeny i teoretické předpoklady.

Číslo měření	$\Delta p$	$\Delta h_c$	$\gamma$	$Q_v$	$Q_{vT}$	$\gamma_t$	$Q_{vRED}$	$\gamma_{tRED}$
	[Pa]	[m]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[J·kg <sup>-1</sup> ]	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	[J·kg <sup>-1</sup> ]
1	10800	0,365	10,8	0,00044	0,00074	14,7	0,00071	10,6
2	10500	0,289	10,5	0,00038	0,00072	14,7	0,00066	11,0
3	10900	0,261	10,9	0,00036	0,00067	14,8	0,00058	11,5
4	11600	0,227	11,6	0,00033	0,00062	14,7	0,00049	12,0
5	11900	0,179	11,9	0,00029	0,00058	14,7	0,00045	12,5
6	12200	0,141	12,2	0,00025	0,00053	14,6	0,00029	13,0
7	12700	0,109	12,7	0,00021	0,00048	14,5	0,00014	12,5
8	12100	0,076	12,1	0,00017	0,00039	14,1	0,00006	12,0
9	12700	0,045	12,7	0,00012	0,00029	13,6	0	11,5
10	13000	0,018	13,0	0,00007	0,00019	12,8	–	–
11	12200	0	12,2	0	0	10,9	–	–

Tabulka 6.9 – Naměřených a vypočtených hodnot paralelně spolupracujících čerpadel při režimu P1

Graf 6.9 zobrazuje opět tři charakteristiky, a to naměřenou, teoretickou a zredukovanou teoretickou charakteristiku. V grafu lze vidět, že charakteristiky si nejsou při tomto režimu podobné. Naměřené hodnoty v tomto případě neodpovídají teoretickým předpokladům paralelně spolupracujících čerpadel. Zvolený režim P1 je automatický režim, který si sám nastavuje průtok i výtlak dle aktuální potřeby systému. Bohužel nelze popsat proč systém nedosahuje vyšších průtoků, jelikož nevidíme do vnitřního nastavení tohoto režimu.



Graf 6.9 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku paralelně spolupracujících čerpadel při režimu P1

### 6.2.5 Paralelně spolupracující čerpadla při režimu P2

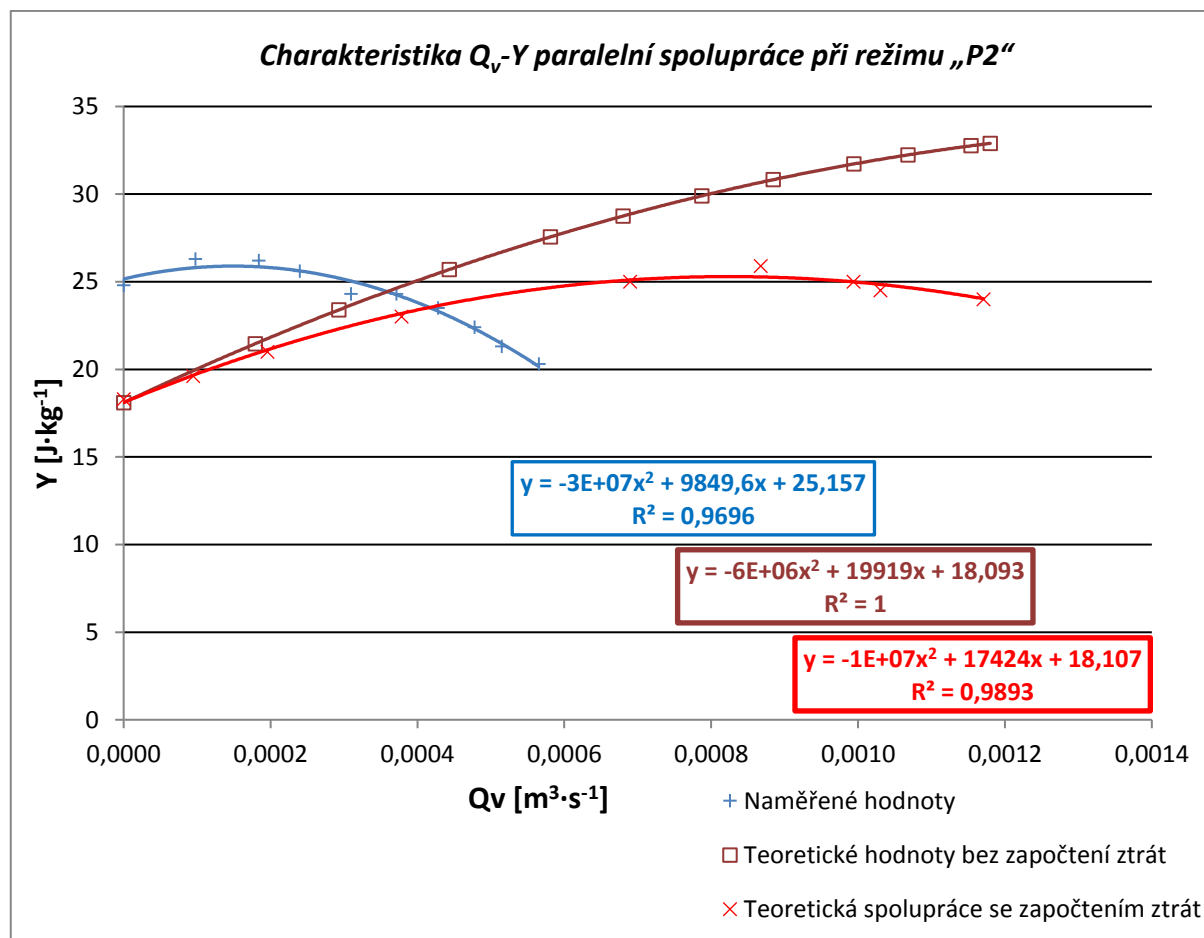
Podle již popsaného postupu (kap 6.2.1) jsem provedl měření a výpočty, jejichž výsledky jsem zapsal do následující tabulky 6.10:

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_{vRED}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	20300	0,560	20,3	0,00057	0,00118	32,9	0,00117	24,0
2	21300	0,479	21,3	0,00051	0,00115	32,8	0,00103	24,5
3	22400	0,423	22,4	0,00048	0,00107	32,2	0,00099	25,0
4	23500	0,352	23,5	0,00043	0,00099	31,7	0,00087	25,9
5	24300	0,278	24,3	0,00037	0,00088	30,8	0,00069	25,0
6	24300	0,205	24,3	0,00031	0,00079	29,9	0,00038	23,0
7	25600	0,134	25,6	0,00024	0,00068	28,8	0,00020	21,0
8	26200	0,086	26,2	0,00018	0,00058	27,6	0,00009	19,6
9	26300	0,030	26,3	0,00010	0,00044	25,7	0	18,3
10	24800	0	24,8	0	0,00029	23,4	–	–
11	–	–	–	–	0,00018	21,5	–	–
12	–	–	–	–	0	18,1	–	–

Tabulka 6.10 – Naměřených a vypočtených hodnot paralelně spolupracujících čerpadel při režimu P2



V tabulce 6.10 jsem uvedeny i teoreticky vypočtené hodnoty a zredukované teoretické hodnoty o příslušné tlakové ztráty. Z těchto hodnot jsem dále vytvořil pro porovnání graf 6.10 se všemi třemi charakteristikami čerpadel:



Graf 6.10 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku paralelně spolupracujících čerpadel při režimu P2

V grafu lze vidět, že naměřené hodnoty se opět nepodobají teoretickým předpokladům. Při měření bylo dosaženo polovičního průtoku oproti teoretickým výpočtům. Důvodem je nejspíše opět vnitřní řízení čerpadel, které automaticky reguluje průtočné množství a výtlak. Z naměřených hodnot lze odhadovat, že čerpadlo při nižším průtoku jednotlivými čerpadly zvyšuje tlakový spád.

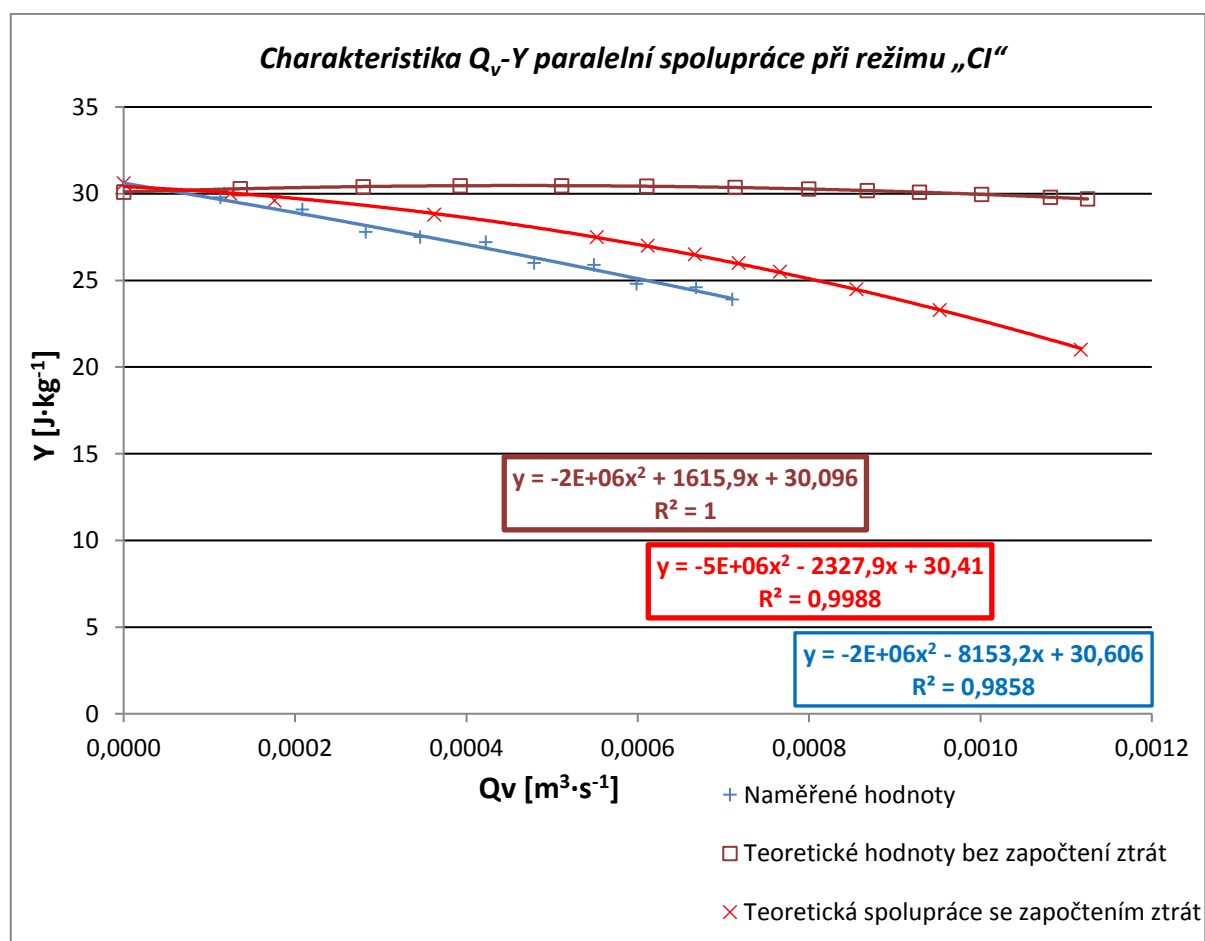
### 6.2.6 Paralelně spolupracující čerpadla při režimu CI

Výsledky měření a veškeré výpočty, provedené podle výše popsaného postupu (viz kapitola 4.5.1), jsem zapsal do následující tabulky 6.11. Tato tabulka obsahuje i teoretické hodnoty a zredukované teoretické hodnoty o příslušné tlakové ztráty.

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_{vRED}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	23900	0,820	23,9	0,00071	0,00108	29,8	0,00112	21,0
2	24600	0,740	24,6	0,00067	0,00100	30,0	0,00095	23,3
3	24800	0,616	24,8	0,00060	0,00093	30,1	0,00086	24,5
4	25900	0,533	25,9	0,00055	0,00087	30,2	0,00077	25,5
5	26000	0,425	26,0	0,00048	0,00080	30,3	0,00072	26,0
6	27200	0,345	27,2	0,00042	0,00071	30,4	0,00067	26,5
7	27500	0,247	27,5	0,00035	0,00061	30,4	0,00061	27,0
8	27800	0,176	27,8	0,00028	0,00051	30,5	0,00055	27,5
9	29100	0,106	29,1	0,00021	0,00039	30,5	0,00036	28,8
10	29800	0,038	29,8	0,00011	0,00028	30,4	0,00018	29,6
11	30500	0	30,5	0	0,00014	30,3	0,00012	30,0
12	–	–	–	–	0	30,1	0	30,6

Tabulka 6.11 – Naměřených a vypočtených hodnot paralelně spolupracujících čerpadel při režimu CI

Z hodnot uvedených v této tabulce 6.11 jsem vytvořil následující graf 6.11, který zobrazuje všechny tři možné charakteristiky čerpadel:



Graf 6.11 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku paralelně spolupracujících čerpadel při režimu CI

Ve výsledném znázornění charakteristik (viz graf 6.11) lze vidět mírně odlišný tvar naměřené charakteristiky od teoretických předpokladů zredukovaných o tlakové ztráty příslušných úseků. Při měření nebylo dosaženo stejně velkého průtoku jako u vypočtených teoretických hodnot. To může být způsobeno například vnitřní elektronikou čerpadla, která automaticky reguluje některé parametry systému.

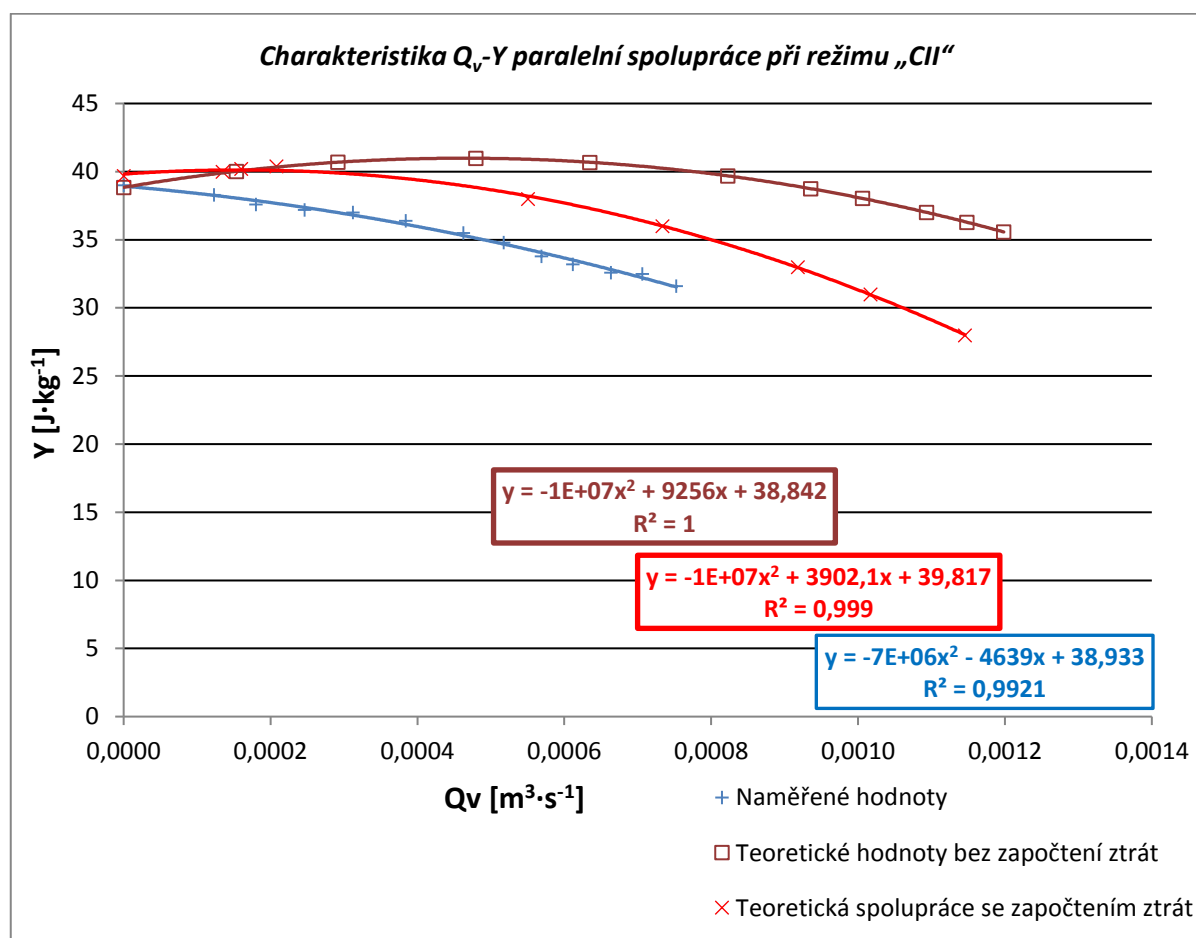
### 6.2.7 Paralelně spolupracující čerpadla při režimu CII

Měření a všechny výpočty jsem prováděl opět podle výše popsání postupu (viz kapitola 6.2.1). Naměřené a vypočtené hodnoty, včetně hodnot teoretických předpokladů jsem zapsal do následující tabulky 6.12:

Číslo měření	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta h_c$ [m]	$Y$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_v$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Q_{vT}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_t$ [J·kg <sup>-1</sup> ]	$Q_{vRED}$ [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	$Y_{tRED}$ [J·kg <sup>-1</sup> ]
1	31600	0,903	31,6	0,00075	0,00120	35,6	0,00115	28,0
2	32500	0,812	32,5	0,00071	0,00115	36,3	0,00102	31,0
3	32600	0,732	32,6	0,00066	0,00109	37,0	0,00092	33,0
4	33200	0,639	33,2	0,00061	0,00101	38,0	0,00073	36,0
5	33800	0,566	33,8	0,00057	0,00094	38,7	0,00055	38,0
6	34800	0,483	34,8	0,00052	0,00082	39,7	0,00013	40,0
7	35500	0,401	35,5	0,00046	0,00063	40,7	0,00021	40,4
8	36400	0,294	36,4	0,00038	0,00048	41,0	0,00016	40,2
9	37000	0,208	37,0	0,00031	0,00029	40,7	0	39,7
10	37200	0,140	37,2	0,00025	0,00015	40,0	–	–
11	37600	0,083	37,6	0,00018	0	38,8	–	–
12	38300	0,044	38,3	0,00012	–	–	–	–
13	39000	0	39,0	0	–	–	–	–

Tabulka 6.12 – Naměřených a vypočtených hodnot paralelně spolupracujících čerpadel při režimu CII

Z hodnot uvedených v tabulce 6.12 jsem opět vytvořil graf 6.12 obsahující všechny tři možné charakteristiky čerpadel:



Graf 6.12 – Znázornění závislosti měrné energie na průtoku paralelně spolupracujících čerpadel při režimu CII

V grafu 6.12 je patrný rozdíl mezi naměřenými a teoreticky určenými předpoklady. Po zredukování teoretických hodnot o tlakové ztráty se sice charakteristika čerpadla přiblížila skutečným hodnotám, ale tvarem a hodnotami jim neodpovídá. Rozdíl je také opět v dosaženém průtočném množství, kdy při měření bylo dosaženo menšího průtoku, než odhadovaly teoretické předpoklady.

## 7. Závěr

Tato bakalářská práce se věnuje vyšetření provozních stavů při paralelní a sériové spolupráci dvou stejných čerpadel Askoll Energy Saving ES2. V teoretické části jsem nejdříve popsal teoretické předpoklady při paralelní a sériové spolupráci čerpadel. V druhé kapitole teoretické části jsem se věnoval popisu hydraulických odporů v potrubí.

V další kapitole jsem se věnoval popisu zkušební vodní tratě a použitých měřidel. Při měření jsem používal digitální diferenční manometr pro měření tlakové difference a U-trubici s příslušnou clonou pro měření průtoku. Odečítání měřených hodnot z diferenčního manometru bylo komplikované kvůli velkému rozmezí zobrazované měřené hodnoty až  $\pm 0,5 \text{ kPa}$ .

Jedním z cílů této práce bylo i porovnání teoretických předpokladů s naměřenými hodnotami. Aby bylo možné vypočítat teoretické předpoklady spolupracujících čerpadel, bylo nejdříve potřeba změřit charakteristiky jednotlivých čerpadel při jednotlivých režimech. Naměřené hodnoty jsem dále přepočítal na vhodné veličiny a zpracoval z nich grafické řešení. Do grafů jsem vždy umístil obě čerpadla při stejném režimu. V grafech tedy lze vidět rozdíl charakteristik jednotlivých čerpadel při stejném režimu. Celkem jsem vyšetřoval charakteristiky čerpadel při šesti režimech, přičemž charakteristiky obou čerpadel byly vždy jen mírně odlišné.

Z naměřených charakteristik jednotlivých čerpadel jsem dále vypočítal charakteristiky sériově a paralelně spolupracujících čerpadel podle vzorců uvedených v teoretické části této práce. Pro zpřesnění teoretických charakteristik jsem změřil tlakové ztráty jednotlivých potrubních úseků zkušební trati, o které jsem následně charakteristik zredukoval. Do výsledného grafického řešení jsem vždy vložil celkem tři charakteristiky. V grafech je tedy možné porovnat naměřené charakteristiky s teoretickými předpoklady se zredukováním, i bez zredukování o tlakové ztráty. Ve většině případů jsou zredukované teoretické charakteristiky velmi podobné skutečným změřeným charakteristikám. Největší rozdíl mezi teoretickými předpoklady a změřenými hodnotami je u režimů P1 a P2. Tento rozdíl je nejspíše způsoben vnitřní elektronikou čerpadla, která automaticky reguluje parametry výtlaku a průtoku, pro co největší úsporu energie.

## Seznam použité literatury

1. BLEJCHAŘ, Tomáš a Sylva DRÁBKOVÁ. *Čerpací technika a potrubí: návody do cvičení*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2010. ISBN 978-80-248-2205-1.
2. GRUNDFOS. *Pump Handbook* [online]. 2004 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <https://www.grundfos.com/campaigns/download-the-pump-handbook.html>
3. DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2008 [cit. 2018-05-14]. ISBN 978-80-248-1508-4.
4. DRÁBKOVÁ, S. *5\_regulace\_čerp\_systému*. [online], [cit. 2018-05-14] Dostupné z archivu zip. pod názvem „DRÁBKOVÁ, S.: Doprava kapalin, VŠB-TU Ostrava, 2010.,, <http://www.338.vsb.cz/wpcontent/uploads/2016/03/Dopravakapalin.zip>
5. *Askoll Energeticky úsporná oběhová čerpadla* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <https://www.absol.sk/sk/wp-content/uploads/2015/11/askoll-2015.pdf>
6. MARCALÍK, P. *Vyšetření různých provozních stavů oběhového čerpadla Askoll Energy Saving* [online]. 2017 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://dspace.vsb.cz/handle/10084/117344>. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
7. *Multiple Centrifugal Pumps In Series And Parallel* [online]. 14.12.2012. Dostupné z: <https://www.cheresources.com/invision/blog/4/entry-322-multiple-centrifugal-pumps-in-series-and-parallel/>
8. *Návod pro použití výrobků Série S* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://cressto.cz/download/S/CRESSTO-navod-pro-pouziti-vyrobkku-rady-S.pdf>
9. BOLDIŠ, Petr. *Bibliografické citace dokumentů podle ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2: Část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů*. Verze 3.0 (2004). c 1999–2004, poslední aktualizace 11. 11.2004. Dostupné z <http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>
10. *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce: verze H* [online]. 1.1.2017 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: [http://iso.fs.vsb.cz/SME/FS\\_SME\\_05\\_003\\_VypracovaniDPBP.pdf](http://iso.fs.vsb.cz/SME/FS_SME_05_003_VypracovaniDPBP.pdf)

## **Seznam příloh**

*CD přílohy:*

A – Excel: Měření\_výpočty\_příloha\_A.xlsx – CD příloha